



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZAVZDUŠŇOVACÍ VENTIL JAKO OCHRANA PŘED
VODNÍM RÁZEM**

AIR VALVE AS PROTECTION FROM WATER HAMMER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Sedlmajer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Daniel Himr, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jakub Sedlmajer**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Daniel Himr, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zavzdušňovací ventil jako ochrana před vodním rázem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vodní ráz v potrubním systému je nebezpečný jev, který se projevuje náhlými velkými změnami tlaku (nárůst i pokles) a může vést k vážnému mechanickému poškození takového systému. Vyskytuje se všude, kde dochází ke změnám rychlosti proudění (např. při zavírání a otevírání uzávěru). Existuje řada způsobů jak účinky vodního rázu zmírnit nebo zcela eliminovat. Instalace zavzdušňovacího ventilu je jedním z nich.

Cíle bakalářské práce:

- vysvětlit princip vzniku vodního rázu,
- popsat způsoby zmírnění jeho účinků,
- popsat princip funkce zavzdušňovacího ventilu a různé konstrukce,
- uvést důležité parametry pro správný návrh zavzdušňovacího ventilu,
- provést měření vodního rázu bez a se zavzdušňovacím ventilem.

Seznam doporučené literatury:

LEE, T. S., LEOW, L. C. Numerical study on the effects of air valve characteristics on pressure surges during pump trip in pumping system with air entrainment, International journal for numerical methods in fluids, 29, 1999, pp 645 - 655.

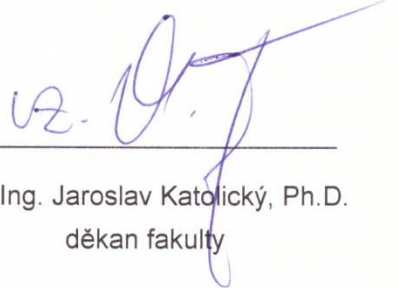
PEJOVIC, S., BOLDY, A. P. Guidelines to hydraulic transient analysis of pumping systems, P&B Press, Belgrade, 1992, ISBN 86-901327-1-7

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 2. 11. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá vzduchovými ventily se zaměřením na ventily zavzdušňovací. Popisuje základní teorii vodního rázu a zaměřuje se především na oblast podtlaku. Následně jsou zde stručně popsány některé časté protirázové ochrany, principy funkcí jednotlivých vzduchových ventilů a konstrukční rozdíly mezi zavzdušňovacími ventily. Práce je zakončena měřením, které vyhodnocuje snížení tlakové špičky při použití této protirázové ochrany.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydraulický ráz, vodní ráz, podtlak, zavzdušňovací ventil, vzduchový ventil, vzduch v potrubí, rychlost zvuku, zkolabování potrubí, Žukovského vztah, ochrana proti vodnímu rázu

ABSTRACT

The thesis deals with air valves, focusing on vacuum air valves. The theoretical part describes basic water hammer theory, especially low pressure problematics. Subsequently there are briefly explained any of usual water hammer protections, air valves function principles and differences in vacuum air valves constructions. The work is finished by measurement which evaluates reduction of pressure head according to use of this kind of protection.

KEYWORDS

water hammer, low pressure, air valve, vacuum air valve, air in pipe, speed of sound, pipe collapse, Joukowski equation, water hammer protection

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEDLMAJER, J. *Zavzdušňovací ventil jako ochrana před vodním rázem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 52 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Daniel Himr, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Daniela Himra, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jakub Sedlmajer

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem lidem, kteří mi pomohli s vypracováním této práce, nebo mne nasměřovali natolik dobře, že jsem byl schopný sám přijít s řešením. Ze všeho nejvíce však chci poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Danielu Himrovi Ph.D. za trpělivost a úsilí, které věnoval mému uvedení do této problematiky a za podnětné vedení při psaní akademické práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Problematika vodního rázu	10
1.1 Grafický popis hydraulického rázu	10
1.2 Vzduch v potrubí	15
1.3 Rizika potrubí v oblasti podtlaku	18
1.4 Velikost tlakových pulzací při vodním rázu	21
2 Rychlost zvuku	23
2.1 Rychlost zvuku ve vzduchu	23
2.2 Rychlost zvuku ve vodě a ve směsi	24
2.3 Rychlost zvuku v potrubním systému	26
3 Způsoby mírnění účinků vodního rázu	27
3.1 Zesílení systému	27
3.2 Obtok	27
3.3 Větrník	28
3.4 Vyrovnávací komora	28
3.5 Vodárenská věž	29
4 Vzduchové ventily	30
4.1 Zavzdušňovací ventil	30
4.2 Odvzdušňovací ventil	31
4.3 Kombinovaný vzduchový ventil	32
4.4 Ventil pro potlačování rázů	33
4.5 Výběr ventilů	34
4.6 Výběr velikosti zavzdušňovacího ventilu	35
4.7 Konstrukce zavzdušňovacích ventilů	36
5 Experiment	39
5.1 Zadání měření	39
5.2 Vlastnosti zkušebního okruhu	39
5.3 Schéma zkušebního okruhu	40
5.4 Použitý zavzdušňovací ventil	41
5.5 Měření rázů	42
5.6 Návrh ventilu v programu	45
Závěr	47
Použité informační zdroje	48
Seznam použitých zkratk a symbolů	50
Seznam příloh	52

ÚVOD

Žijeme v době, kdy schopnost snižovat náklady, aniž by utrpěla kvalita, je pro inženýry naprosto klíčová. Tento trend se nevyhnul ani inženýrským sítím, jako jsou vodovody, ropovody, kanalizace, nebo parovody. Protože se obvykle jedná o velmi dlouhé sítě potrubí, je zde nutné počítat s výskytem hydraulických rázů. Této problematice se věnuji v první části bakalářské práce.

Vodní ráz je jev, který se v těchto souvislostech považuje za negativní, jelikož může způsobovat obrovské tlakové výkyvy. Prvním možným způsobem řešení tohoto problému je zabránit vzniku vodního rázu. To však není vždy možné, takže se přistupuje i ke druhé možnosti, což je zmírnění jeho účinků. K tomu slouží celá řada různých způsobů. Těm nejčastějším z nich se v této práci budu věnovat.

Akademicky poměrně málo prozkoumaným způsobem je použití různých vzduchových ventilů, kterým je věnována druhá polovina práce, se zaměřením na zavzdušňovací ventily. Ty se používají ke snížení tlakových špiček v případě, že ráz nastane. Přisávají vzduch do potrubí v situaci, kdy nastane vnitřní podtlak, čímž mohou zabránit extrémnímu podtlaku a jevům, jako je kavitace či ztráta tvarové stability potrubí. Nasání vzduchu do potrubí zároveň sníží i následné přetlakové výkyvy. K prevenci rázů, způsobených vzduchem v potrubí, se používají odvzdušňovací ventily, které průběžně během provozu vypouští vzduch ven. Dále je možné využít kombinované ventily, které vzniknou spojením odvzdušňovacího a zavzdušňovacího ventilu. Jelikož v případě rázů mohou zavzdušňovací i kombinované ventily nasávat velké objemy vzduchu, jejich rychlé uzavření může způsobit nový vodní ráz. V případě, že ventil dokáže rychlost uzavírání regulovat, jedná se o speciální protirázový vzduchový ventil.

Poslední kapitola se bude věnovat experimentu, ve kterém se ověří schopnost zavzdušňovacího ventilu tlumit tlakové rázy.

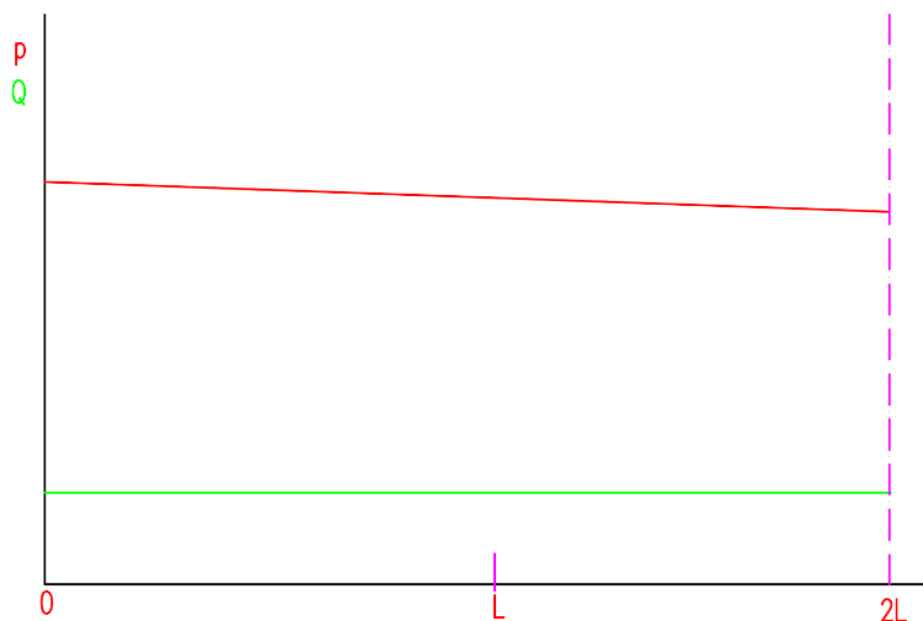
1 PROBLEMATIKA VODNÍHO RÁZU

Hydraulický ráz je typickým příkladem nestacionárního proudění a je nežádaným jevem v potrubních systémech. Je způsoben náhlou změnou rychlosti proudění kapaliny v potrubí, která může být zapříčiněna rychlým uzavřením ventilu, zapnutím nebo vypnutím čerpadla, putováním vzduchové bubliny potrubím, nebo třeba rázovou kondenzací páry. Vzniká podélná tlaková vlna, která se rychlostí zvuku hydraulického systému pohybuje potrubím, zpomaluje průtok a zvyšuje tak tlak. Putuje, dokud se neodrazí a vrátí se zpět k bodu iniciace rázu, odkud se opět odrazí. Doba návratu je přímo úměrně ovlivněna délkou potrubí, proto může být u krátkých potrubí v řádech setin vteřiny, u dlouhých potrubí, například ropovodů, může být v řádech minut. Po iniciaci dojde k přeměně kinetické energie kapaliny na tlakovou a deformační. Podle rychlosti uzavírání průtoku může dojít k částečnému či totálnímu rázu. Totální ráz je způsoben kompletní změnou průchodnosti potrubí během doby běhu vlny, například uzavřením ventilu rychleji, než se vrátí první tlakový impuls. V případě nepřímého rázu není změna ještě celková, a změna tlaku je menší, protože se nestihla ustálit nová rychlost.

Jelikož je hydraulický ráz tlaková vlna, dochází k tlakovým pulzacím, které mají maximum i minimum. Z důvodu vnitřního tření ve skutečné kapalině má však největší amplitudu první vlna, kdežto další vlny už jsou slabší. Při zvýšení tlaku může dojít k roztržení či poškození potrubního systému, při podtlaku může dojít k implozi potrubí či k roztržení vodního sloupce a kavitaci, což může opět vést k různým poškozením. Tyto rychlé změny tlaku, převážně vlivem axiálních sil, způsobují vibrace. Z těchto důvodů je potřeba velikost tlakových pulzací regulovat.

1.1 GRAFICKÝ POPIS HYDRAULICKÉHO RÁZU

Inspirace pro tuto kapitolu pochází především ze zdrojů [13] a [8]. Jednoduchým příkladem vodního rázu může být situace, kdy jsou 2 nádrže s neměnnou výškou hladiny propojené vodorovným potrubím. V levé nádrži je vyšší hladina a přesně uprostřed potrubí je umístěný uzavírací ventil. Je možné předpokládat, že kapalina teče z levé nádrže do pravé konstantní rychlostí a tlak se jen pozvolna snižuje vlivem délkových ztrát. Tento výchozí stav je zobrazen na obrázku 1.

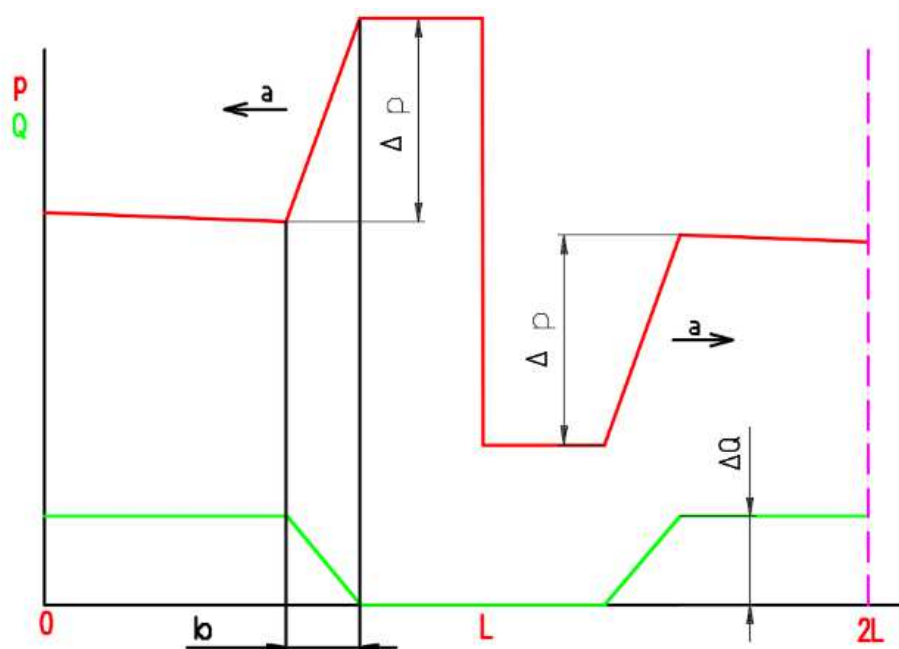


Obrázek 1: Výchozí stav tlaku a průtoku v závislosti na délce [vlastní obrázek]

Následně se ventil uzavře, což vyšle rázovou vlnu na obě strany od ventilu. Ta se šíří rychlostí zvuku systému. Na obrázku č. 2 lze vidět délku b , což je možné pochopit jako šířku rázové vlny, která je závislá na rychlosti uzavírání ventilu. Jestliže je tato šířka menší než $2L$, jedná se o totální ráz, jako na obrázku. Její velikost je možné určit vztahem

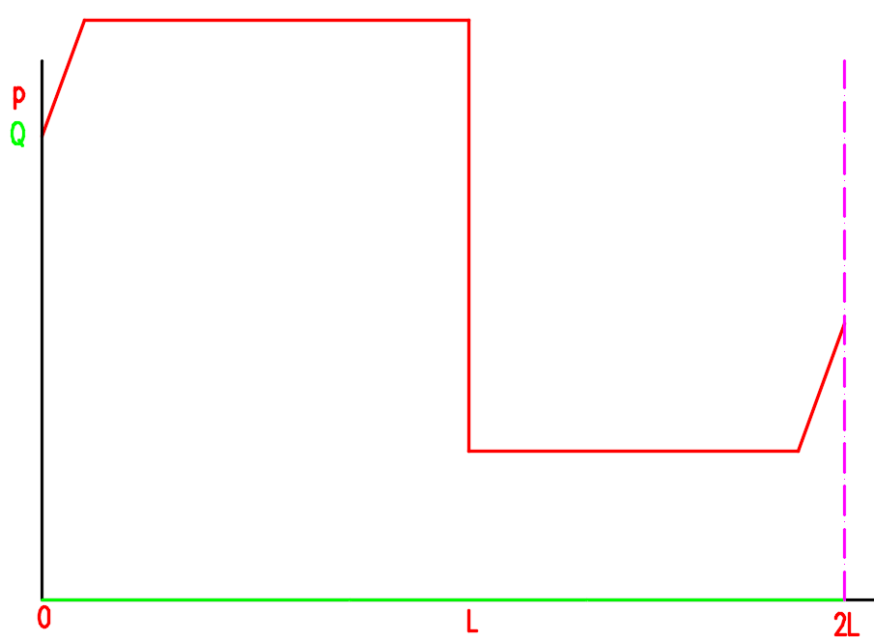
$$b = a \cdot t_{zav}. \quad (1)$$

Z toho vyplývá, že nejrychlejší změna tlaku nastává při okamžitém uzavření ventilu. Na obrázku 2 je změna průtoku a tlaku sice zakreslena lineárně, ale ve skutečnosti tomu tak není. Důvodem je proměnná rychlost zakrývání průřezu potrubí. Obvykle se však při posuzování, zda se jedná o totální či částečný ráz porovnávají pouze časy. Šířka vlny se v hydromechanice většinou vůbec neřeší. Na obrázku je také vidět, že na místech, kam se zpráva o uzavření ventilu ještě nedostala, se zatím vůbec nic nestalo a proudění pokračuje naprosto beze změny. Je tedy zřejmé, že se kapalina musí stlačovat.



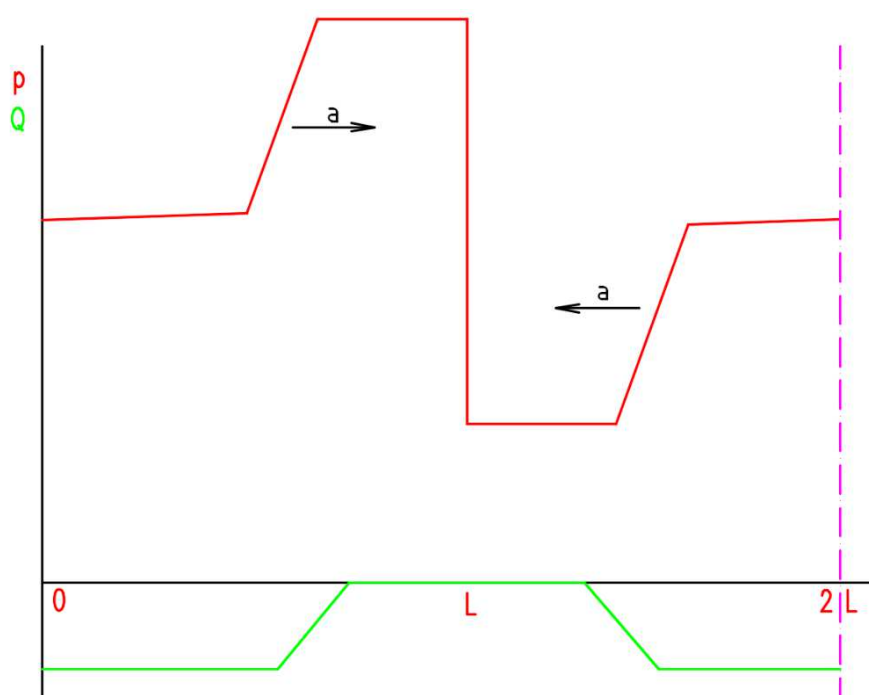
Obrázek 2: První fáze šíření rázových vln na obě strany [vlastní obrázek]

Na obrázku 3 vlny dosáhly obou nádrží a proud se zastavil. Vznikl zde přetlak vůči levé nádrži a podtlak vůči pravé nádrži. V tomto případě se jedná o polovinu času běhu vlny na obou stranách od uzavěru.



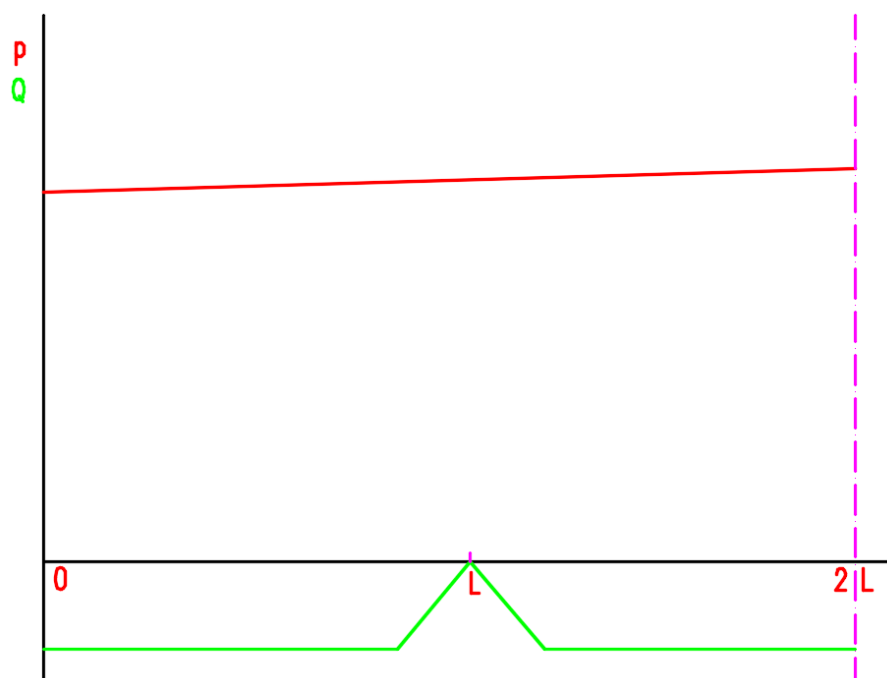
Obrázek 3: Konfrontace rázů a nádrží [vlastní obrázek]

Nádrže udržují hydrostatický tlak kapaliny. Protože je na levé straně přetlak a stlačená kapalina, začne se kapalina vracet do nádrže a změní se tak směr průtoku. Na pravé straně je podtlak vůči nádrži, v důsledku čehož dojde k nasávání kapaliny z nádrže a také se obrátí směr průtoku. Tlak se srovná přibližně do úrovně tlaku v nádržích. Z důvodu zpětného průtoku se postupně mění i směr tlakových ztrát. Jedná se o druhou fázi šíření rázu, která je zobrazená na obrázku 4.



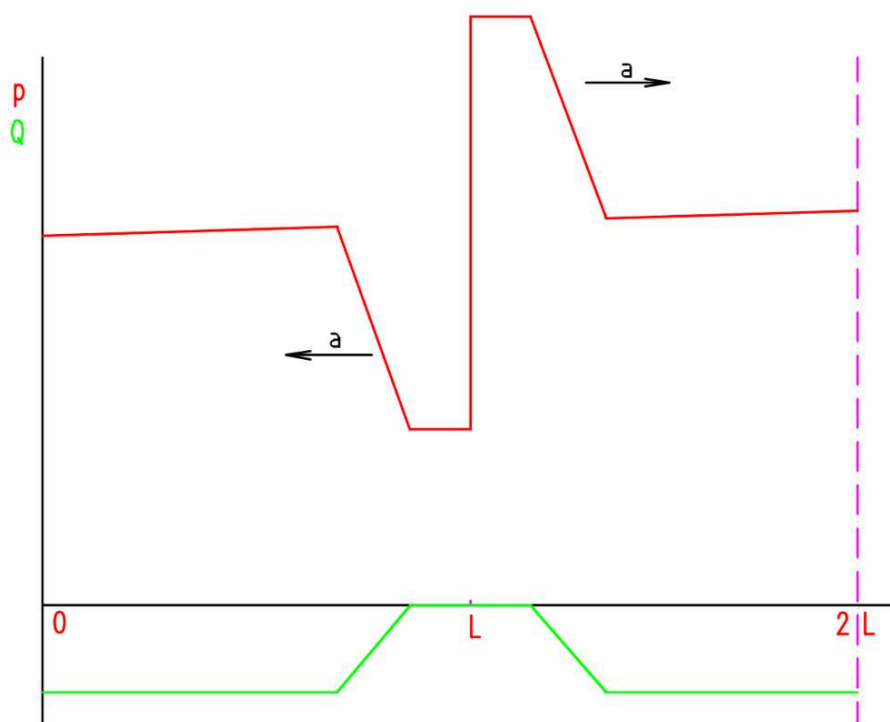
Obrázek 4: Druhá fáze šíření rázu [vlastní obrázek]

Potom dojde ke stavu, kdy dochází k setkání vln v místě uzavření. Přesně v čase běhu vlny vypadá graf téměř identicky, jako v počátečním stavu. Jelikož je však obrácený směr proudu, otočí se i směr tlakových ztrát. Tento stav je ilustrován na obrázku 5.



Obrázek 5: Ukončení druhé fáze šíření rázu [vlastní obrázek]

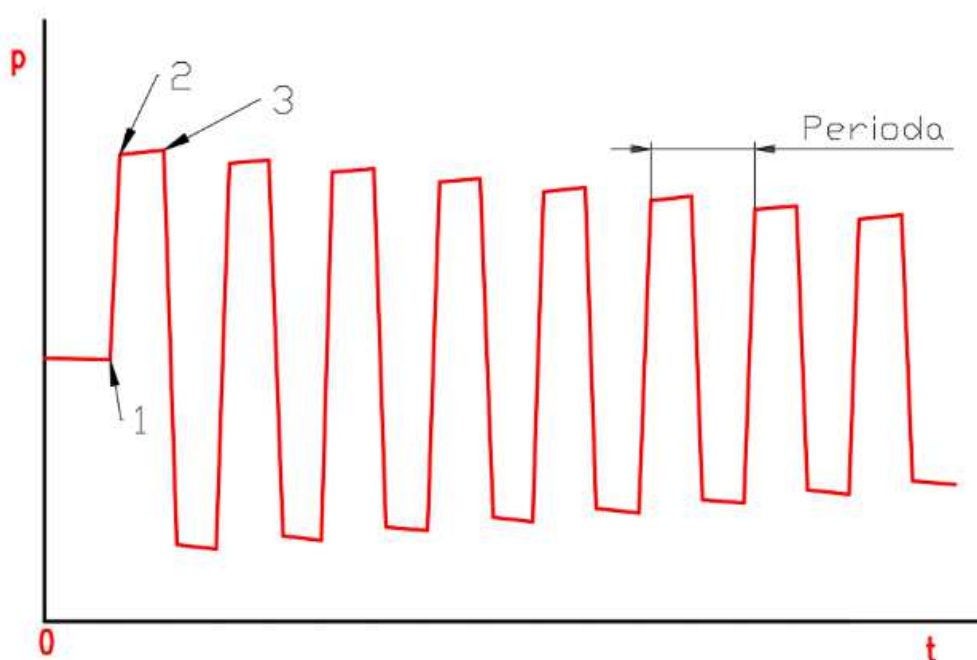
Protože je ventil stále uzavřený, dochází k dalšímu odrazu. Tentokrát je z důvodu otočeného směru proudu obrácený, takže dojde ke stavu, kdy se podtlak bude šířit doleva a přetlak doprava. Jinak je vše stejné, pouze tlakové a rychlostní výkyvy se vlivem hydraulických ztrát postupně zmenšují. Tento odraz zobrazuje obrázek 6.



Obrázek 6: Třetí fáze šíření rázu [vlastní obrázek]

Následně vlny opět dorazí k nádrži, tlak se dostane opět na hodnotu hydrostatického tlaku, směr proudění se otočí a ráz následně opět dorazí k uzavěru, kde bude situace téměř identická jako v čase uzavření ventilu a celý děj se bude stále znovu opakovat, dokud se všechna energie nepřemění na teplo. Doba mezi začátkem uzavírání a návratem této vlny je perioda, která má velikost dvojnásobku doby běhu. Je to doba, kdy vlna rychlostí zvuku potrubního systému vykonala pohyb o dráze $4L$.

U hydraulického rázu je mnohem častěji vidět závislost tlaku na čase v některém důležitém bodě, obvykle je to totiž jediný výstup, který je možný udělat z jediného snímače. Hlavně je tak však možné přesně zjistit, jak přesně je namáhán konkrétní bod v potrubí. Ilustrace závislosti tlaku na čase při vodním rázu je zobrazena na obrázku 7. Bod 1 zobrazuje začátek zavírání, bod 2 konec uzavírání a bod 3 zobrazuje konec druhé fáze.



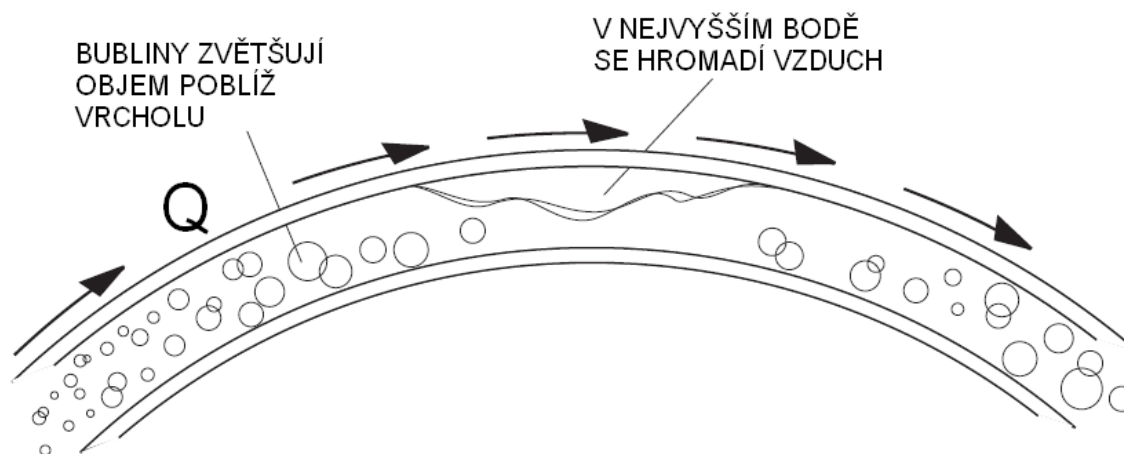
Obrázek 7: Příklad závislosti tlaku na čase v místě před uzavěrem [vlastní obrázek]

1.2 VZDUCH V POTRUBÍ

Zavzdušnění hydraulických systémů je negativní jev, který je potřeba regulovat. Vzduch se v kapalinách může vyskytovat buď ve formě bublin, nebo rozpuštěný. Tyto stavy se mohou vzájemně velmi rychle měnit. Rozpustnost plynu v kapalině je přímo úměrná parciálnímu tlaku plynu, avšak klesá se zvyšující se teplotou. Zároveň však vzniká i problém rychlého vyloučení či rozpuštění velkého množství vzduchu během tlakových změn. Může tedy docházet k pění kapaliny, kavitaci, urychlenému stárnutí oleje, tvorbě vzduchových kapes a hlavně k nebezpečnému či nesprávnému fungování přístrojů, jako třeba k trhavým pohybům hydraulických přístrojů vlivem proměnné stlačitelnosti směsi. Zároveň je to stejný princip, který u potápěčů způsobuje tzv. Kesonovou nemoc, kdy se vlivem příliš rychlého snížení vnějšího tlaku začnou vylučovat bublinky z krve.

1.2.1 VZNIK VZDUCHOVÝCH KAPES

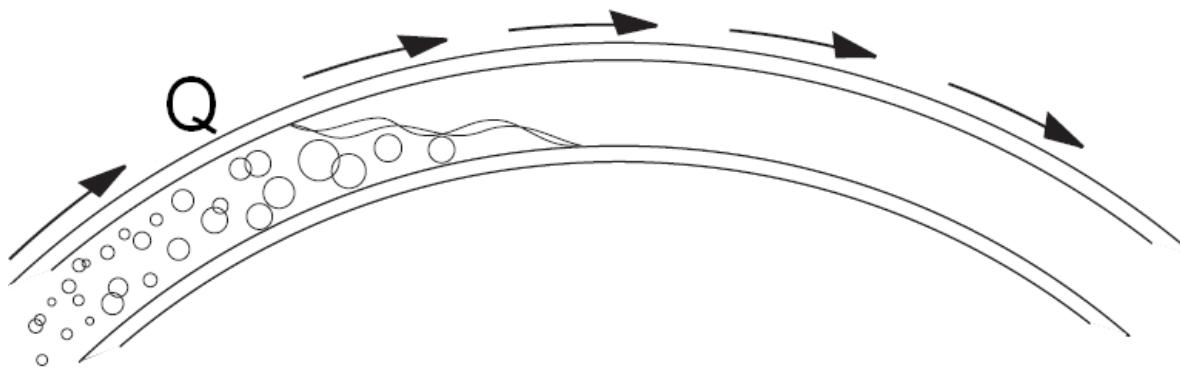
Častým důvodem pro vznik vodních rázů je zavzdušnění potrubí. Při sestavování nového hydraulického systému se používají trubky, které jsou plné vzduchu. Při napuštění kapalinou se většina vzduchu vytlačí ven, ale velké množství vzduchu se usadí v nejvyšších bodech potrubí. Dalším zdrojem vzduchu je samotná voda, která obvykle obsahuje přibližně 2 objemová procenta vzduchu, u nových hydraulických olejů se uvádí až 9 objemových procent vzduchu, který se během proudění uvolňuje. Tvořící se vzduchové kapsy, které jsou znázorněny na obrázku 8, zmenšují plochu průtoku, což nutí kapalinu proudit rychleji, a snižuje se tlak. V důsledku nižšího tlaku vzduch v kapalině expanduje, což urychlí růst kapsy. Třetím zdrojem vzduchu v potrubí jsou netěsnosti a vzduchové ventily, které mohou při podtlaku nasát vzduch do systému zvenčí za účelem snížení tlakových výkyvů. Pro tohle téma jsem využil především zdroj [5].



Obrázek 8: Růst vzduchové kapsy v lokálním maximu potrubí [5]

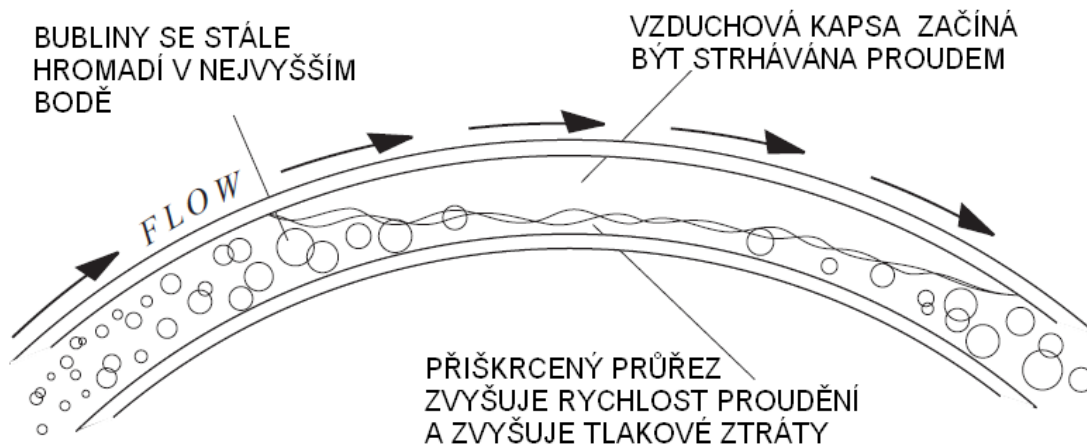
1.2.2 DŮSLEDKY VZDUCHU V SYSTÉMU

V případě zvětšení kapsy dojde k vážnému zmenšení průtočné plochy, nárůstu rychlosti a k vysokým tlakovým ztrátám, které mohou v některých systémech dokonce přetlačit čerpadlo a zastavit proudění, jako na obrázku 9.



Obrázek 9: Zastavení proudu v důsledku zavzdušnění potrubí [5]

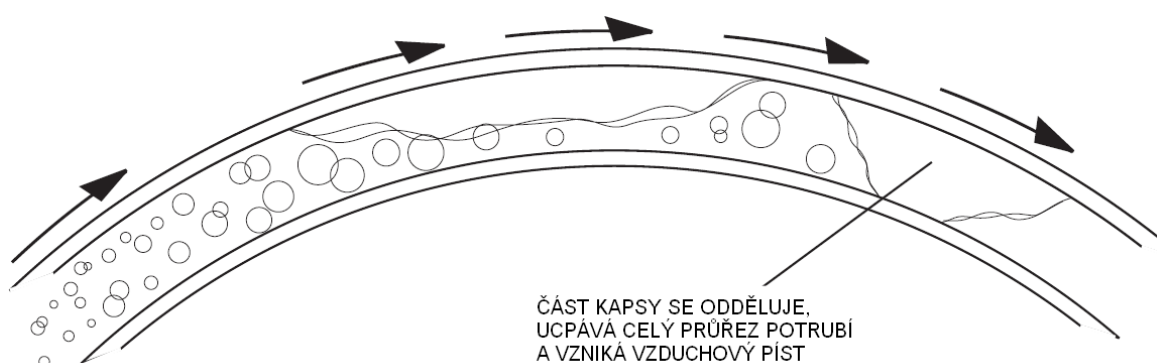
Mnohem častěji se však stává, že proud vytlačí část, nebo celou kapsu, což je znázorněno na obrázku 10. To může vést k několika různým scénářům:



Obrázek 10: Vytlačování vzduchové kapsy proudem [5]

1) Putování vzduchového pístu potrubím:

Vzduchová kapsa putuje potrubím, dokud nedojde k odvzdušnění. Mezitím však může vytvořit vzduchový píst, který ucpe potrubí v celém průřezu. Vznik vzduchového pístu je vidět na obrázku 11. Tím dojde k prudkému zpomalení průtoku a dojde k vodnímu rázu. To vede ke zvýšení tlaku, a píst tak může implodovat, což opět vede k rázu a opakování celého děje od začátku. Tyto písty však mohou mít vlastní frekvenci podobnou jako okruh, takže mohou vést až k rezonanci. Dále jsou velkým nebezpečím pro části systému, jako jsou různé ventily, klapky, nebo turbíny, které mohou rázy a prudké nárazy kapaliny zničit. Celkově jsou vzduchové písty velmi nebezpečné a nevyzpytatelné. Je nutné kapsy včas odvzdušňovat.



Obrázek 11: Vytvoření vzduchového pístu [5]

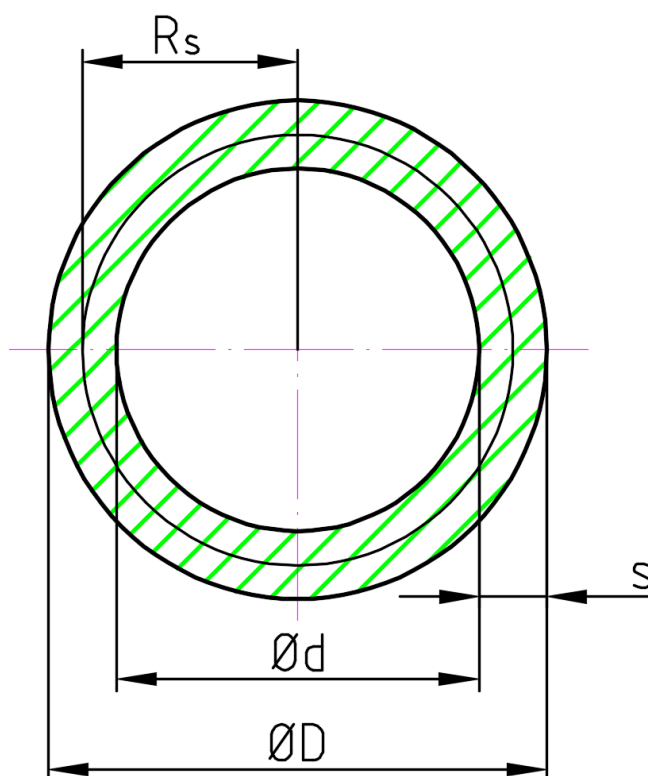
2) Oscilace bublinek:

Utržená kapsa se vlivem rychlého proudění a tlakových pulzací rozdělí na malé bublinky, které neustále mění směr pohybu. Mohou se tak dostat proti směru proudu i před nejvyšší místo. Kromě tlakových ztrát je zde i problém, že každá bublinka sama osciluje ve vlastní frekvenci, která je však mnohem vyšší, než frekvence okruhu. To znamená, že může dojít ke slabým vibracím, zmenšení průtoku a zvýšení energetických a tlakových ztrát, ale nemělo by dojít k poškození systému.

1.3 RIZIKA POTRUBÍ V OBLASTI PODTLAKU

Z pohledu mechaniky je potrubí skořepina. Zde jsem vycházel ze zdroje [6] ze článku 5/7/2.2, a dále převážně z konzultací s vyučujícími. Jestliže může v potrubí dojít ke vzniku podtlaku, nebo dokonce ke kavitaci, je nutné rozhodnout, jaké mezní stavy potrubí ohrožují, a který z nich nastane jako první. V první řadě se ověří, zda nehrozí ztráta tvarové stability, neboli změna tvaru a následné zborcení potrubí. Pro tuhle problematiku existuje bezpočet analytických způsobů řešení, která začnou být často nepřesná ve chvíli, kdy se zohlední výrobní nedokonalosti. Z toho důvodu se nadsazují hodnoty bezpečnosti.

Zjednodušený způsob řešení jsem se pokusil nastínit. Vychází se z následujícího obrázku, kde R_s je střední poloměr, s je tloušťka stěny. Z konvence značení potrubí vyplývá, že d je vnitřní průměr a D je vnější průměr.



Obrázek 12: Použité symboly [vlastní obrázek]

Z těchto veličin se zavede pojem štíhlost stěny

$$\vartheta = \frac{2 \cdot R_s}{s} = \frac{D - s}{s} = \frac{D}{s} - 1. \quad (2)$$

Dále se vychází ze vztahu pro kritický vnější přetlak, který způsobí dvouvlnovou, neboli elipsovou ztrátu tvarové stability za předpokladu, že se jedná o trubku, jejíž délka je alespoň 10 D . Toto místo bude na potrubí nejslabší, protože platí, že každá podpěra či víko působí proti ztrátě tvarové stability. Proto je vhodné při analytickém řešení vyšetřovat právě tuto část potrubí. Vzorec pro kritický přetlak je odvozený z von Misesovy rovnice, tedy

$$p_{crit} = \frac{E \cdot s^3}{4 \cdot R_s^3} = \frac{2E \cdot s^3}{(2 \cdot R_s)^3} = \frac{2 \cdot E}{\vartheta^3}. \quad (3)$$

Je vhodné pokračovat úvahou, k jak velkému přetlaku vlastně může dojít. Často jsou stěny potrubí zatěžované pouze atmosferickým tlakem, takže je možné rovnici přepsat do tvaru, ve kterém se zavede kritická štíhlost stěny, jakožto vlastnost materiálu a funkce maximálního možného tlaku, z čehož vyjde

$$\vartheta_{crit} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot E}{p_{crit}}}. \quad (4)$$

Potom se může dosadit modul pružnosti pro ocel, kritický tlak zvolit jako atmosferický. Z toho vyjde kritická štíhlost stěny pro ocel přibližně 159, ale při bezpečnosti rovné jedné. Pouze v ideálním případě platí, že ke zborcení může dojít, jestliže platí nerovnost

$$\vartheta > \vartheta_{crit}. \quad (5)$$

Ve skutečnosti je problém podstatně složitější. Konstruktor navrhne dokonalou trubku, ale taková se nedá vyrobit. I nejpřesněji vyrobené trubky obsahují četné nedokonalosti, mezi které patří například ovalita, nepřesná válcovitost, excentricita mezi vnitřním a vnějším průměrem, a anizotropie. Tyto nepřesnosti mohou výrazně změnit celý mechanismus zkolabování trubky, neboli změnit množství vln, do kolika trubka kolabuje. Zde je možné použít analogii se vzpěrnou stabilitou prutu, kdy prut nevybočí do jedné vlny, jestliže se v polovině uchytlí. Poté je potřeba vyvinout větší sílu, načež prut vybočí do dvou vln. Existuje několik variant řešení. Dnes je častý způsob namodelování potrubí s nejhoršími dovolenými imperfekcemi metodou konečných prvků, je to však zdlouhavý proces. Obvyklým analytickým řešením problému je možnost kvantifikovat míru nebezpečí zvýšením štíhlosti stěny a následně zvolit poměrně vysokou bezpečnost. Volím možnost navrhnout trubku pro pracovní přetlak, a až následně zkontrolovat, jestli má dostatečnou bezpečnost vůči meznímu stavu tvarové stability. Pro výpočet bezpečnosti není nutné zavádět napětí, bude stačit poměr tlaků, kde Δp_{max} je maximální přetlak, který může nastat, což je za běžných podmínek atmosferický tlak. Vyjádření bezpečnosti je tedy

$$k = \frac{p_{crit}}{\Delta p_{max}}. \quad (6)$$

Z toho je dále možné vyjádřit bezpečnost jako funkci štíhlosti stěny a Youngova modulu pružnosti

$$k = \frac{2 \cdot E}{\Delta p_{max} \cdot \vartheta^3}. \quad (7)$$

U mezních stavů, při kterých hrozí ztráta stability vlivem nedokonalostí součástí, se většinou volí vyšší bezpečnost, jakožto kompenzace nepředvídatelnosti. Je dobré volit bezpečnost alespoň 4, optimálně kolem šesti. Von Misesova metoda patří mezi nejpřesnější, přestože je zde uveden pouze zjednodušený vztah pro eliptickou deformaci. Hodnota bezpečnosti 6 pro ocel znamená štíhlost stěny trubky přibližně 88, což je pro představu trubka s tloušťkou stěny 5 mm a vnějším průměrem 440 mm, obvykle dodávané trubky se však málokdy dostanou k takovým hodnotám, běžné tenkostěnné trouby se dostávají na štíhlost stěny kolem 40.

Pro zajímavost je vhodné zmínit, že štíhlost stěny hliníkových nápojových plechovek se obvykle pohybuje v rozmezí 550 - 900, vyrábí se obvykle protlačováním a tloušťka jejich stěny běžně bývá 0,08 mm. Krátká vzdálenost mezi podstavami však výrazně zvyšuje stabilitu.

Konečný vztah pro dimenzování štíhlosti stěny, dle von Misesova kritéria pro dvouvlnové zborcení trubky nepodpřené po délce alespoň $10 D$ je tedy

$$\vartheta = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot E}{k \cdot \Delta p_{max}}} \quad (8)$$

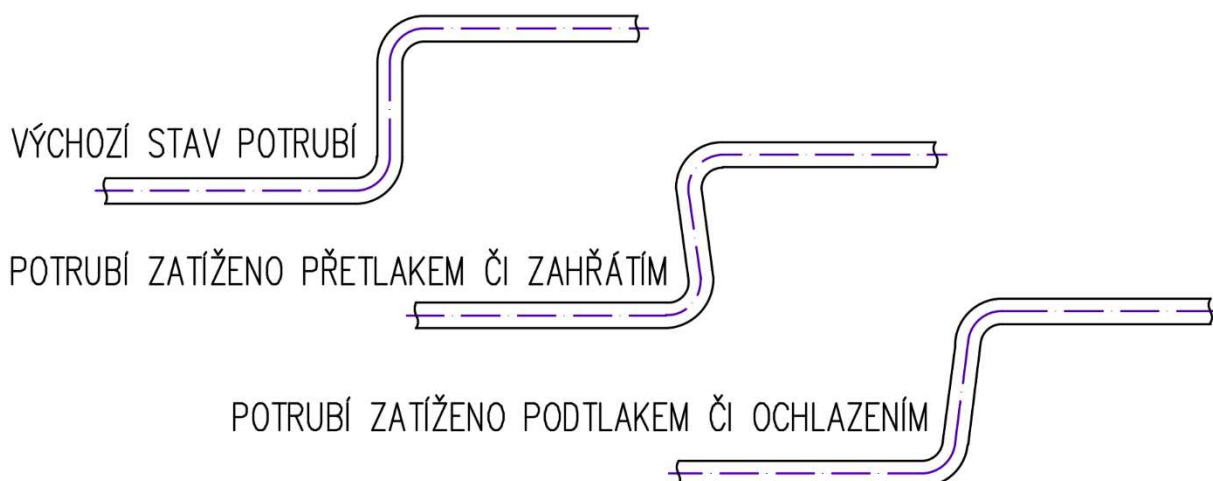
Pokračuje se mezním stavem pružnosti určením redukovaného napětí. Tlustostěnné válce obvykle nejsou při podtlaku ohroženy. Pro tenkostěnný neuzavřený válec platí [6]

$$R_s > 10 \cdot s, \quad (9)$$

$$\sigma_t \cong \sigma_{red}, \quad (10)$$

$$\sigma_t = \frac{R_s \cdot (p_{in} - p_{out})}{s}. \quad (11)$$

Důležité je také zmínit, že v potrubí působí axiální napětí. Obecně je možné říct, že při hydraulickém rázu způsobují osově síly vibrace a cukání, které mohou vést k různým poškozením. Dále je třeba uvažovat i tepelnou roztažnost potrubí, obzvláště u systémů, kde se výrazně mění teplota. Aby nedocházelo k vybočením a uvolněním potrubí vlivem těchto dilatací, je nutné lokálně snížit tuhost vždy po určité délce potrubí. V tom místě dojde k ohybu a nedojde tak k poškození potrubí. Základní princip je ilustrován na obrázku 13.



Obrázek 13: Řešení axiálních sil v potrubí, tzv. Ohyb Z [vlastní obrázek]

1.4 VELIKOST TLAKOVÝCH PULZACÍ PŘI VODNÍM RÁZU

Z předchozí kapitoly je zřejmé, že při navrhování potrubních systémů je nutné vědět, v jakých podmínkách má systém pracovat. Konstruktor musí zvážit bezpočet faktorů, které systém ovlivňují. Musí vědět, jaký je účel systému, jeho přibližná délka, plánovaná životnost, s jakou kapalinou pracuje a jak se chová za různých podmínek. Dále je nutné vědět, jak vysoký bude běžný průtok a tlak. Z důvodu snížení energetických ztrát, je potřeba vhodně zvolit rychlost proudění a průřez potrubí. Z těchto informací je už možné zjistit, jak vysoké budou tlakové výkyvy v případě hydraulického rázu. Získají se tak informace o nejhorších stavech, které mohou v systému nastat a jaké zvolit ochrany. V následujících podkapitolách jsem čerpal ze zdroje [8], převážně ze stran 192 až 196.

1.4.1 ŽUKOVSKÉHO VZTAH PRO PŘÍMÝ RÁZ

Pro zjištění největších tlakových špiček při totálním rázu byl odvozen Žukovského vztah. Totální ráz nastane, jestliže čas, odpovídající změně rychlosti v bodě iniciace rázu, je velmi nízký. V praxi to znamená, že doba uzavírání, nebo otevírání ventilu, je menší, než doba, během které se vlna vrátí zpět k ventilu. Jestliže t_{zav} je čas uzavírání ventilu, L je délka potrubí, a je rychlost zvuku v potrubí, a t_{bv} je doba běhu vlny, přímý ráz nastane v případě, že platí

$$t_{zav} \leq \frac{2 \cdot L}{a} = t_{bv}. \quad (12)$$

Při vyjádření změny tlaku se postupuje tak, že se vyjádří rovnost mezi kinetickou energií a deformační prací za předpokladu, že se zanedbá jakýkoli vliv vzduchu a potrubí. Tedy

$$E_k = E_d. \quad (13)$$

Jelikož se za určitý čas od uzavření ventilu dostane rázová vlna do vzdálenosti x , vytvoří se sloupec kapaliny o stejné délce, kde se kinetická energie změní na deformační práci, potřebnou pro stlačení sloupce kapaliny o délce x o Δx , může se za energie dosadit

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{F \cdot \Delta x}{2}. \quad (14)$$

Analogicky se výraz upraví

$$\rho \cdot V \cdot v^2 = \Delta p \cdot \Delta V, \quad (15)$$

$$\frac{V}{\Delta V} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2}. \quad (16)$$

Dále se použije vztah pro modul objemové pružnosti kapaliny

$$K = \frac{V \cdot \Delta p}{\Delta V}, \quad (17)$$

$$\frac{V}{\Delta V} = \frac{K}{\Delta p}. \quad (18)$$

Po dosazení následně vyjde

$$\frac{K}{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2}. \quad (19)$$

Vyjádří se velikost tlakového překmitu

$$\Delta p = \sqrt{K \cdot \rho \cdot v^2} \quad (20)$$

a vynásobí se jedničkou ve formě $\sqrt{\frac{\rho}{\rho}}$. Následně se rovnice upraví na tvar

$$\Delta p = v \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (21)$$

Vztah $\sqrt{\frac{K}{\rho}}$ se nahradí rychlostí zvuku kapaliny a_k . Rychlostí se uvažuje změna rychlosti proudění. Vztah je tedy možné přepsat do formy

$$\Delta p = a_k \cdot \rho \cdot \Delta v. \quad (22)$$

Ve skutečnosti však není rychlost zvuku v systému stejná, jako je rychlost zvuku kapaliny. Používá se tedy opravdová rychlost zvuku systému, i s uvažováním plynu a potrubí. Vyjde známý Žukovského vztah, který popisuje tlakový rozdíl při hydraulickém rázu. Ten je vyjádřený rovnicí

$$\Delta p = a \cdot \rho \cdot \Delta v. \quad (23)$$

Někdy se Žukovského vztah uvádí ve tvaru, kde je změna tlaku vyjádřena výškou sloupce dané kapaliny:

$$\Delta H = \frac{\Delta v \cdot a}{g} \quad (24)$$

1.4.2 ŽUKOVSKÉHO VZTAH PŘI NEPŘÍMÉM RÁZU

Při navrhování některých druhů ochrany se pracuje s prodloužením času na otevření či uzavření ventilu, čerpadla či jiného zařízení, aby se zabránilo totálnímu rázu. Aby bylo možné kvantifikovat účinnost ochrany, je opět nutné znát velikost amplitudy tlakové pulzace. Ráz je částečný, jestliže platí, že $t_{zav} > t_{bv}$.

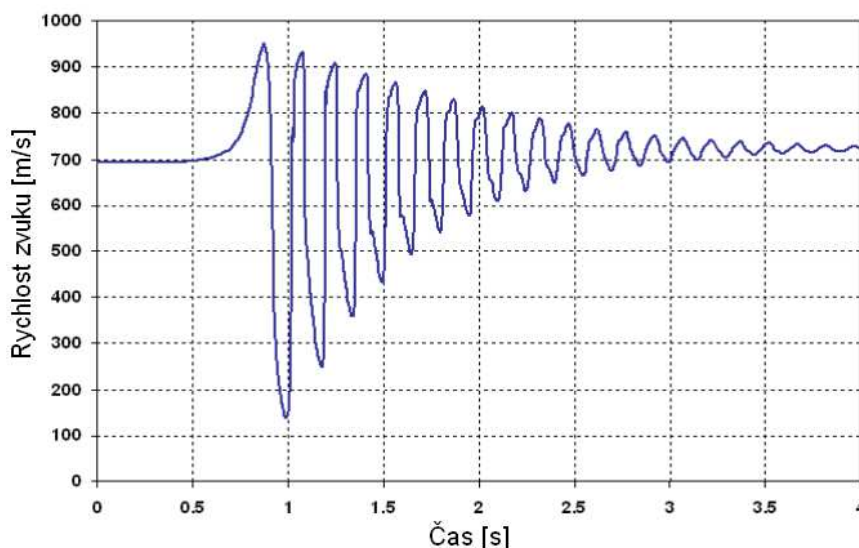
Pro velikost tlakového překmitu lze opět využít Žukovského vztah, který je rozšířen o poměr času běhu vlny a uzavření ventilu. V případě, že je splněna podmínka lineární rychlosti uzavírání průtočného průřezu, platí rovnice

$$\Delta p_n = \Delta p \cdot \frac{t_{bv}}{t_{zav}} = a \cdot \rho \cdot \Delta v \cdot \frac{t_{bv}}{t_{zav}} \quad (25)$$

Protože lineární uzavírání průřezu je krajně neobvyklé, tak se nepřímé rázy obvykle řeší podle běžného Žukovského vztahu pro přímý ráz, přestože uzavření není úplné.

2 RYCHLOST ZVUKU

Rychlost zvuku udává rychlost, jakou se šíří podélné tlakové vlny prostorem. Tato rychlost je ovlivněna složením a skupenstvím prostředí, obecně se zvyšuje s hustotou a teplotou prostředí. Snižuje se s jeho pružností. Ve většině případů platí, že rychlost zvuku je vyšší v kapalinách a pevných látkách, než v plynech. [2] Zároveň je však rychlost zvuku ovlivněna i překážkami, takže není možné použít jako rychlost zvuku pro hydraulický systém nejvyšší rychlost zvuku, ale je potřeba skutečnou rychlost dopočítat. Při tlakových rázech se rychlost zvuku mění.



Obrázek 14: Závislost rychlosti zvuku na čase při hydraulickém rázu v místě tlakového snímače [10]

2.1 RYCHLOST ZVUKU VE VZDUCHU

Pro plyny a kapaliny platí vztah pro rychlost zvuku, kde K je modul objemové pružnosti a ρ je hustota. Rychlost zvuku je definována rovnicí

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (26)$$

Protože šíření tlakové vlny je velmi rychlé, je možné uvažovat tento děj jako adiabatický a plyn jako ideální. Z toho je možné vyjádřit rovnici pro rychlost zvuku v plynech, kde κ je termomechanická Poissonova konstanta, T_K je teplota v Kelvinech a r je měrná plynová konstanta. Platí

$$a = \sqrt{\frac{p \cdot \kappa}{r \cdot T_K}} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_K}. \quad (27)$$

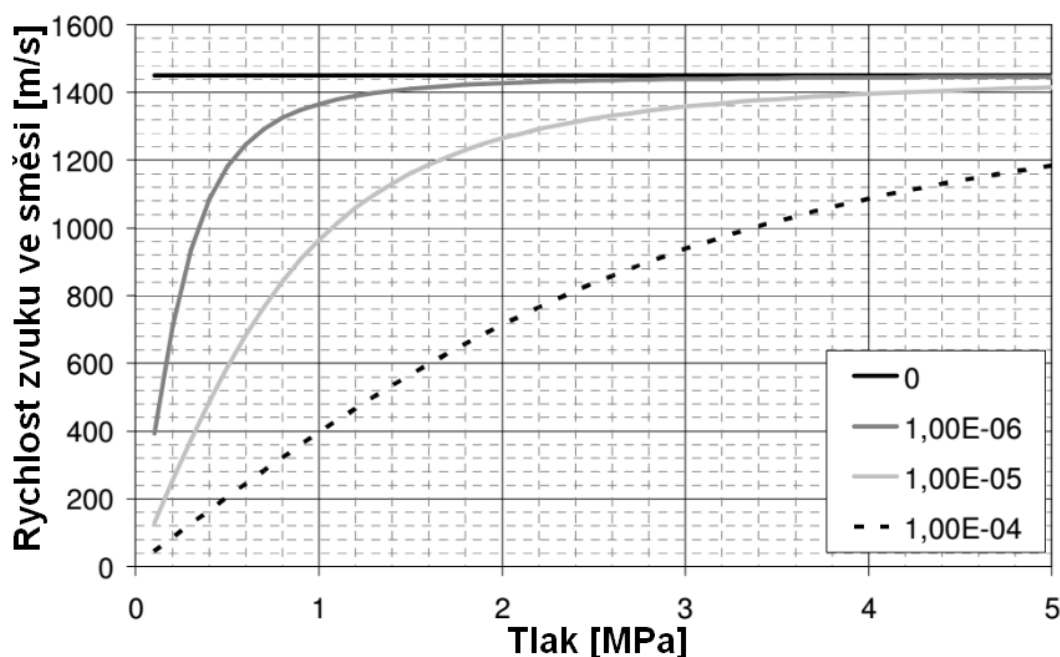
Při tomto zjednodušení se sice vykrátí tlak, avšak Poissonova konstanta se mění s druhem plynu, tlakem a teplotou. Pro vzduch při standardní pokojové teplotě a tlaku je tak možné napsat, že

$$a_v = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_K} = \sqrt{1,4 \cdot 287,1 \cdot 293,15} = 343,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (28)$$

2.2 RYCHLOST ZVUKU VE VODĚ A VE SMĚSI

Rychlost zvuku v kapalinách se počítá podle vztahu 26. Její hodnota pro vodu se pohybuje kolem $1500 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. V naprosto čisté kapalině se rychlost zvuku v závislosti na tlaku a teplotě mění nevýrazně. Ve skutečnosti se však podstatně sníží, když se uvažuje hmotnost vzduchu v kapalině, což podstatně zvýší vliv tlaku a teploty. Dále je nutné brát v úvahu i vlastnosti potrubí. [2]

V případě směsi plynu s kapalinou je problém složitější. Plyn obsažený v kapalině, i ve velmi malém množství, výrazně mění vlastnosti směsi. Dále se vychází převážně ze zdrojů [9] a [10].



Obrázek 15: Rychlost zvuku ve vodě v závislosti na tlaku při různých velikostech hmotnostních zlomků vzduchu [9]

Při zjišťování rychlosti zvuku směsi se postupuje obdobně. Existuje několik přístupů, pokusím se zde nastínit přístup, ve kterém se uvažuje adiabatické chování zvukové vlny a konstantní množství vzduchu. Vypočítá se hustota a modul objemové pružnosti směsi a dosadí se do vztahu (26). Hustota se vyjádří jako

$$\rho_s = \frac{m_k + m_p}{V_k + V_p} = \frac{m_k + m_p}{\frac{m_k}{\rho_k} + \frac{m_p \cdot r \cdot T_K}{p}} \quad (29)$$

Dále je možné vydělit čitatele i jmenovatele jedničkou ve formě hmotnostních zlomků ($M_k + M_p = 1$), z čehož po několika základních matematických úpravách vyjde konečný vztah pro hustotu směsi

$$\rho_s = \frac{\rho_k \cdot p}{(1 - M_p) \cdot p + M_p \cdot r \cdot T_K \cdot \rho_k} \quad (30)$$

Podobně se postupuje i pro modul objemové pružnosti směsi. Zde se zavádí objemové zlomky a vychází se z rovnice

$$\frac{1}{K_s} = \frac{O_k}{K_k} + \frac{O_p}{K_p}. \quad (31)$$

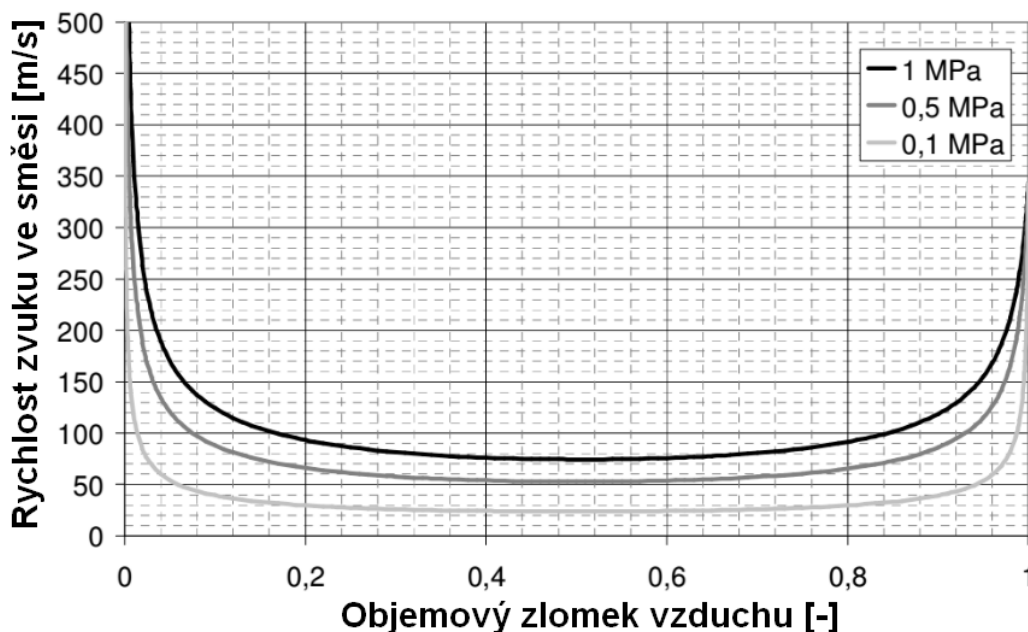
Při adiabatickém ději je možné předpokládat, že $K_p = \kappa \cdot p$ a $K_k = a_k^2 \cdot \rho_k$, následně je možné vyjádřit přes objemové zlomky jednotlivými objemy, z čehož se po několika matematických úpravách dostává vztah

$$K_s = \frac{(V_k + V_p) \cdot a_k^2 \cdot \rho_k \cdot \kappa \cdot p}{a_k^2 \cdot \rho_k \cdot V_p + \kappa \cdot p \cdot V_p}. \quad (32)$$

Konečný vztah pro rychlost vzduchu ve směsi je tedy alternativou vztahu 26 neboli

$$a_s = \sqrt{\frac{K_s}{\rho_s}}. \quad (33)$$

Za zmínku dále stojí závislost objemových zlomků plynu a kapaliny na rychlosti zvuku, která se získává z přístupu, kde se uvažuje adiabatické chování a konstantní tlak. Velmi podobný výsledek je i v přístupu uvažování izotermického chování a konstantního tlaku. V tom případě je pokles rychlosti zvuku ve směsi ještě o něco větší. Z grafu na obrázku 16 je patrné, že rychlost zvuku ve směsi může být podstatně nižší, než rychlost zvuku jednotlivých složek.



Obrázek 16: Závislost rychlosti zvuku ve vodní směsi na objemovém zlomku vzduchu při konstantních tlacích, adiabatická hypotéza [9]

2.3 RYCHLOST ZVUKU V POTRUBNÍM SYSTÉMU

Ve výpočtu rychlosti zvuku zatím figurovalo pouze tekuté médium a jeho vlastnosti. Skutečný výpočet musí zahrnovat i potrubí a jeho vlastnosti. Zde vycházím z informací ze zdroje [8]. Zavádí se součinitel vlivu pružnosti stěn potrubí β , který se dosadí do rovnice 26, takže následně platí

$$a = \beta \sqrt{\frac{K_s}{\rho_s}}. \quad (34)$$

V případě, že se jedná o tenkostěnné potrubí, a E je modul pružnosti materiálu potrubí, platí vztah

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K_s \cdot d}{E \cdot s}}}, \quad (35)$$

jestliže je potrubí tlustostěnné potrubí pak místo toho platí vztah

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2 \cdot K_s \cdot (D^2 + d^2)}{E \cdot (D^2 - d^2)}}}. \quad (36)$$

V praxi se pro výpočet rychlosti zvuku v potrubním systému také často používá princip, kde se nepoužívá součinitel vlivu potrubí, ale určí se celkový objemový modul pružnosti. [2] Napřed se vypočítá objemový modul pružnosti potrubí

$$K_p = \frac{E \cdot s}{d}, \quad (37)$$

a následně se vypočítá celkový objemový modul pružnosti

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{K_p} + \frac{1}{K_s}. \quad (38)$$

Následně se dosadí do vztahu 26, což je základní vzorec pro rychlost zvuku. Vychází celková rychlost zvuku v potrubním systému naplněným směsí vody a vzduchu

$$a = \sqrt{\frac{K_c}{\rho_s}}. \quad (39)$$

3 ZPŮSOBY MÍRNĚNÍ ÚČINKŮ VODNÍHO RÁZU

Existuje velké množství způsobů, jak zabránit hydraulickému rázu v poškození systému, ty nejčastější jsou rozebrány dále v textu. Všechny z nich však pracují na jednoduchých principech, či jejich kombinacích: [4]

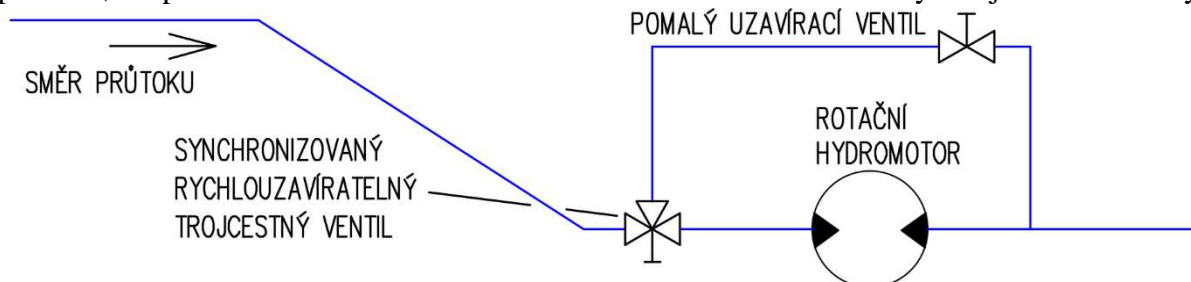
- 1) Odhadnutí extrémů a dimenzování systému na nejhorší možný případ
- 2) Převodění kinetické energie na potenciální a tlakovou v určených místech
- 3) Zpomalení změny zvýšením momentu setrvačnosti rotačních dílů
- 4) Zpomalení uzavírání průtočné plochy
- 5) Regulace tlakových špiček dodáním či odebráním množství kapaliny v kritickém místě a čase
- 6) Dočasné zavzdušnění potrubí
- 7) Změnou vlastní frekvence systému, aby nedošlo k rezonanci
- 8) Snížení rychlosti zvuku v systému ke zmenšení tlakové amplitudy
- 9) Vytvoření deformačních zón pomocí kalibrovaných membrán, které při určitém tlaku prasknou
- 10) Rozdělení tlakové vlny pomocí naddimenzovaných dílů, a následné rozdělení tlakové vlny pomocí interference

3.1 ZESÍLENÍ SYSTÉMU

Systém, který nemá žádnou speciální ochranu, je jedním z nejčastějších, ale i tak velmi drahým řešením. Protože každý systém se konstruuje tak, aby vydržel, je nutné části systému předimenzovat. Systém je pak ale dostatečně odolný, vydrží vyšší i nižší tlaky a zároveň i vibrace. Systém bez ochrany je téměř ve všech domácnostech, kde z důvodu nízkých rychlostí a větvení dochází obvykle jen k velmi slabým rázům. Dále se používá u vysokotlakých hydraulických systémů, kde jsou velikosti tlakových pulzací způsobených vodním rázem brány jako nepodstatné. U vysokotlakých systémů se nejedná o hydraulický ráz v klasickém smyslu slova, ale spíše o zvýšení tlaku v reakci na rychlou změnu zátěže. Pro ochranu takových systémů se používají pojišťovací, přepouštěcí a bezpečnostní ventily.

3.2 OBTOK

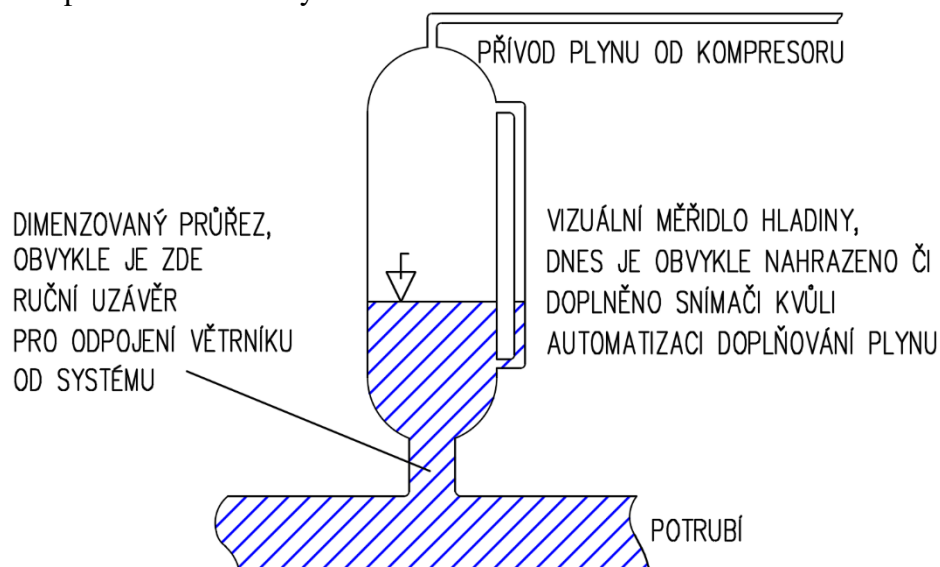
Obtok (by-pass) je rozvětvení potrubí do dvou, nebo více paralelních větví. Principem je odvedení rázové energie jinou cestou v případě, že je nutné rychle uzavřít přívod vody, obvykle z důvodu havárie. Často se používá systém, který v případě uzavření rychlouzávěru na jedné cestě synchronizovaně otevře uzávěr na druhé cestě. Následně se může druhá cesta bezpečně zavřít. Princip větvení je možný použít i pro přepínání mezi částmi systému, například mezi dvěma turbínami. Obtok je středně drahé a poměrně spolehlivé řešení, účinné jak v oblasti přetlaku, tak podtlaku. Na druhou stranu však nechrání vůči vibracím a vyžaduje časté kontroly.



Obrázek 17: Princip obtoku [vlastní obrázek]

3.3 VĚTRNÍK

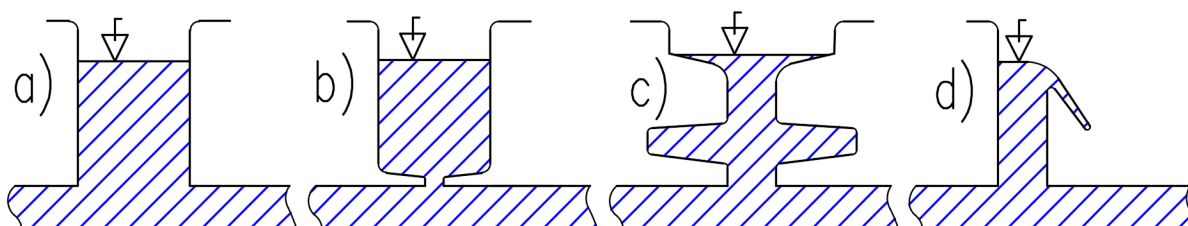
Větrník (air vessel, air-chamber) je uzavřená nádoba, která je připojená k potrubí a je z části naplněná vzduchem nebo jiným plynem. Při navýšení tlaku v potrubí se nasaje do větrníku kapalina a plyn se stlačí. Větrník tedy akumuluje tlakovou energii, což je jeho primární účel. Při poklesu tlaku plyn opět expanduje a kapalinu vytlačí zpátky do potrubí. Doplňování plynu se většinou řeší kompresorem. Větrník mění rezonanční frekvenci systému, takže dimenzování je třeba zvolit tak, aby stlačený vzduch neoscilloval stejnou frekvencí jako vodní ráz. Jedná se o nepříliš drahé, jednoduché, spolehlivé a často využívané zařízení. Vyžaduje však pravidelné kontroly.



Obrázek 18: Princip větrníku [vlastní obrázek]

3.4 VYROVNÁVACÍ KOMORA

Vyrovnávací nádrž (surge tank) se využívá u potrubí s vysokým spádem. Jedná se o ocelovou nádrž s plně otevřenou hladinou, proto je možné tento způsob označit jako izobarickou ochranu. V případě přetlaku v potrubí dojde k částečnému zaplnění komory, v případě podtlaku dojde k vysání kapaliny. Tímto způsobem reguluje tlakové rázy a zároveň reguluje průtokové výkyvy. Vyrovnávací komory jsou velmi spolehlivé, časté, avšak drahé řešení, které je potřebné udržovat. Velkým problémem je zarůstání. Vyrovnávací komora stejně jako větrníky mění vlastní frekvenci systému. Často se používá kombinace horní a dolní komory. Horní vyrovnávací komora se umísťuje na začátek turbínového tlakového potrubí vodní elektrárny. Dolní komora se umísťuje až za turbínu.

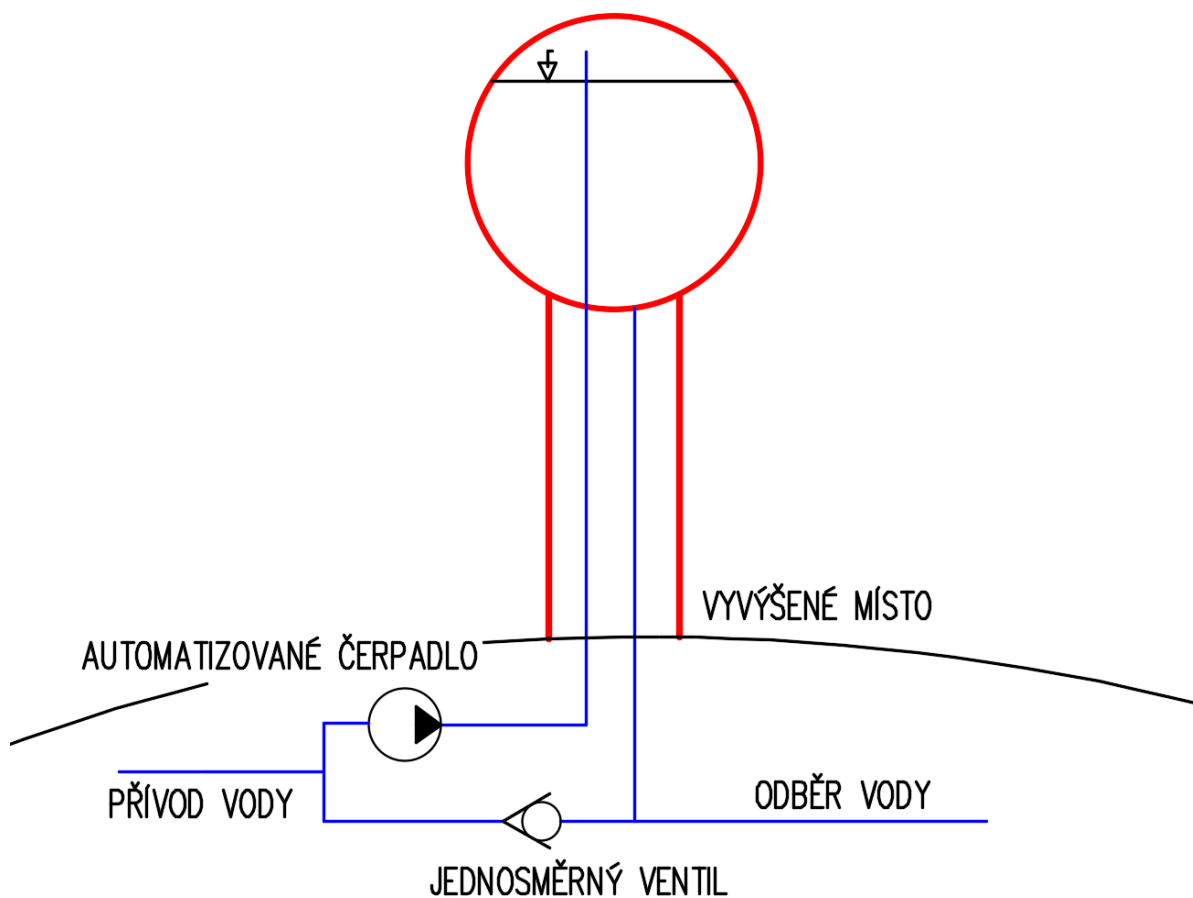


Obrázek 19: Některé druhy vyrovnávacích komor:

- a) válcová b) válcová se zúžením c) se dvěma širokými komorami
d) válcová s přepadem [vlastní obrázek]

3.5 VODÁRENSKÁ VĚŽ

Vodojem (water tower, standpipe) je objekt připojený na vodovodní potrubí, jehož primárním účelem je vyrovnávání rozdílů mezi přítoky a odběry vody. Dále slouží jako rezervní zásoba vody a tlakový stabilizátor. Tlakové rázy tlumí na stejném principu jako vyrovnávací komora či větrník. Jeho velkou výhodou oproti nim však je, že zkrátí cestu putování prvotní vlny rázu, a tak podstatně zkrátí dobu nutnou pro bezpečné zastavení proudu. Jedná se o drahou, ale velmi spolehlivou a často používanou záležitost. Jelikož se jedná o velký objekt v krajině, využívají se vodojemy často jako reklamní plochy, nebo dokonce jako umělecká díla všech možných tvarů.



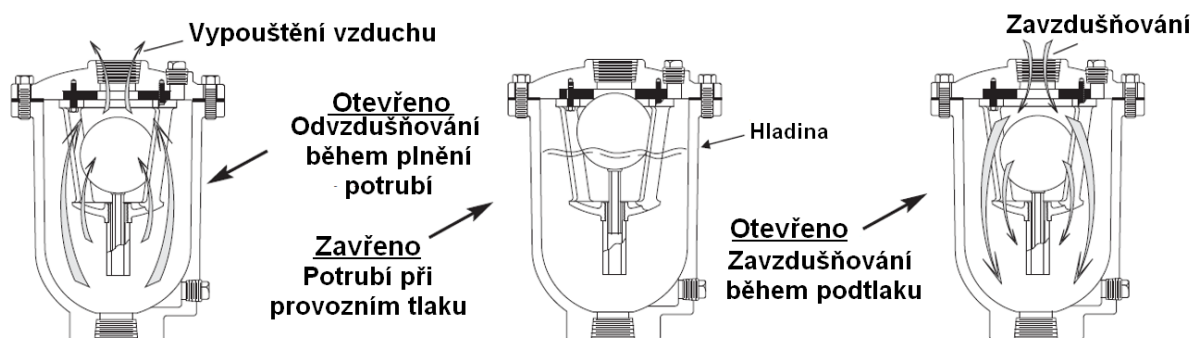
Obrázek 20: Princip vodojemu [vlastní obrázek]

4 VZDUCHOVÉ VENTILY

Vzduchové ventily (air valves) jsou automaticky pracující mechanická zařízení, jejichž úkolem je odvzdušňování a zavzdušňování potrubí, aby bylo dosaženo menších energetických ztrát a větší spolehlivosti v celém hydraulickém systému. Dle způsobu připojení existují přírubové a šroubové ventily. Je možné je dělit dle média na ventily pro čistou vodu, odpadní vodu, nebo pro jiné kapaliny. V problematice vzduchových ventilů není zavedena jednotná terminologie. Každý výrobce své výrobky označuje vlastními termíny, pod kterými je často pouze specializovaný ventil. Dělení vzduchových ventilů na odvzdušňovací a zavzdušňovací je možné jen u těch nejjednodušších prototypů, protože velká většina instalovaných vzduchových ventilů jsou kombinované, nebo velmi specializované.

4.1 ZAVZDUŠŇOVACÍ VENTIL

Zavzdušňovací ventil (air vacuum valve, vacuum breaker air valve, AVV) je zařízení plnicí více funkcí. Během zavodňování potrubí slouží pro odvzdušňování velkých objemů vzduchu, při vypouštění potrubí slouží k zavzdušňování velkých objemů. Při provozu za stálého tlaku se uzavře a oddělí atmosféru od systému. Při poklesu tlaku se otevře, nasává vzduch a sníží tak tlakový propad. Nedochází tedy ke zhroucení potrubí nebo k roztržení vodního sloupce. Princip zavzdušňovacího ventilu Valmatic je nádoba s plovákem vedeným po vertikální ose. V případě, že v systému je vzduch, je plovák dole a při přetlaku dochází k odvzdušňování. Když je systém zavodněn, plovák ucpe výpusť do atmosféry. V případě podtlaku dojde k sání z potrubí, poklesne hladina, plovák se uvolní a dochází k zavzdušňování. Jelikož se zavzdušňovací ventily dávají shora potrubí, hromadí se v nich vzduch. U některých konstrukcí může tedy dojít k náhlému otevření a odvzdušnění. Jelikož má zavzdušňovací ventil podstatně větší průřez, než odvzdušňovací, může být vyvolán ráz. Tento problém se často řeší různými pojistkami či zpomaleným uzavíráním. Ventil na obrázku 21 tento problém řeší tak, že plovák blokuje zavzdušňovací otvor a v případě pomalého zavzdušnění ventilu z potrubí dojde pouze k pomalému otevření ventilu a vzduch uniká pouze malou plochou v mezikruží. Potom se tedy i pomalu uzavře.

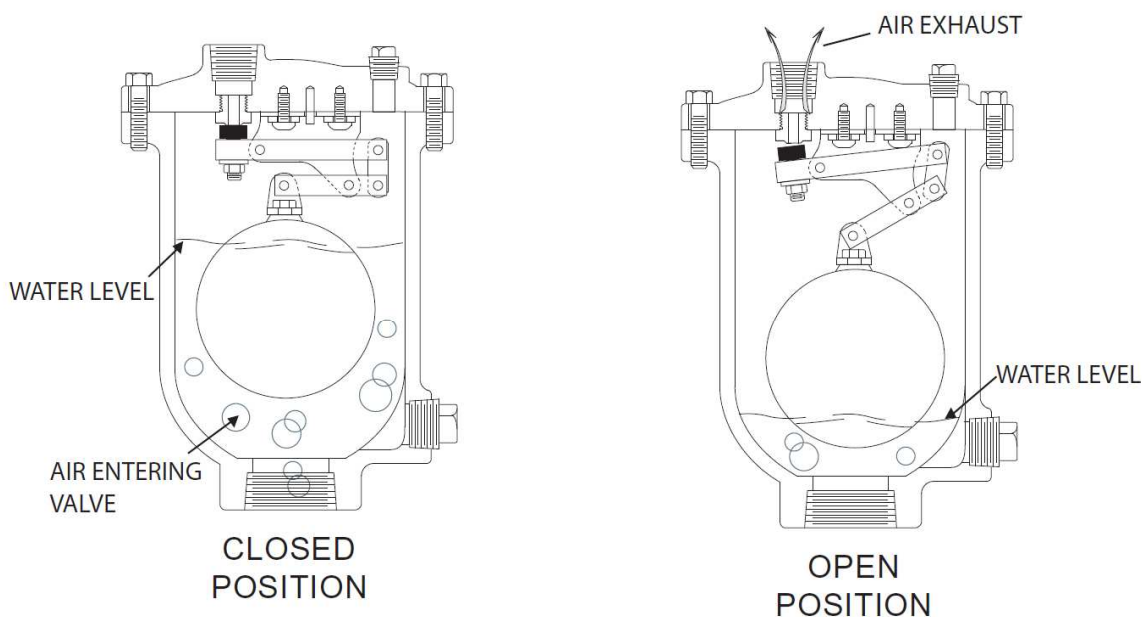


Obrázek 21: Princip šroubového zavzdušňovacího ventilu od firmy Valmatic [5]

Dalším principem zavzdušňovacího ventilu je malý, šroubem regulovaný ventil s pryžovým těsněním, který funguje tak, že v případě snížení tlaku v potrubí se pryžový díl rozevře a začne zavzdušňovat. Může však nastat problém z důvodu zestárnutí pryže, kdy dojde k nekontrolovatelnému zavzdušňování potrubí, nebo k otevření při menším rozdílu tlaků. Také se zde nedá nastavit rozdíl tlaků, který je potřebný k otevření ventilu. Velikost zavzdušňovacího průřezu se zde nastavuje šroubem, který zavzdušňovací otvor blokuje. Tento princip je velmi jednoduchý, takže i levný. Ventil s gumovým těsněním je zobrazený na obrázcích 28 a 29.

4.2 ODVZDUŠŇOVACÍ VENTIL

Odvzdušňovací ventil (air release valve, ARV) slouží pro pomalé odvzdušňování systému během jeho funkce. Princip je takový, že ventil je připojený z horní strany na potrubí v lokálně nejvyšším bodě potrubí, uvnitř je nádrž, plovák a jednoduchý mechanismus. V případě, že je nádrž z větší části zatopená, plovák je nahoře a uzávěr je utěsněný. Ve chvíli, kdy se z vody vyloučí dostatek vzduchu, plovák ztratí vztlak, otevře uzávěr a přetlak v systému vytlačí vzduch do atmosféry. Při dimenzování odvzdušňovacího ventilu je potřeba dát pozor, aby byl správně zvolený odvzdušňovací průřez, což není nic jiného, než průřez otvoru, přes který se vypouští vzduch do atmosféry. V případě příliš malého průřezu by docházelo k tomu, že by odcházelo příliš malé množství vypuštěného vzduchu před uzavřením, a po chvíli k dalším otevřením ventilu, což by způsobovalo neustálé proudění a zvyšovaly by se tlakové ztráty. V případě příliš velkého průřezu by naopak došlo k příliš rychlému odvzdušnění a uzavření uzávěru a ventil by sám způsoboval tlakové rázy. V případě rázového poklesu tlaku může u některých odvzdušňovacích ventilů dojít k zavzdušňování potrubí podobně jako u zavzdušňovacího ventilu. V některých místech je však zavzdušnění nepřijatelné. Ventil na obrázku 22 má tento problém vyřešen tak, že v případě úplné ztráty hladiny ucpe plovákem připojení k potrubí a minimalizuje tím zavzdušnění.



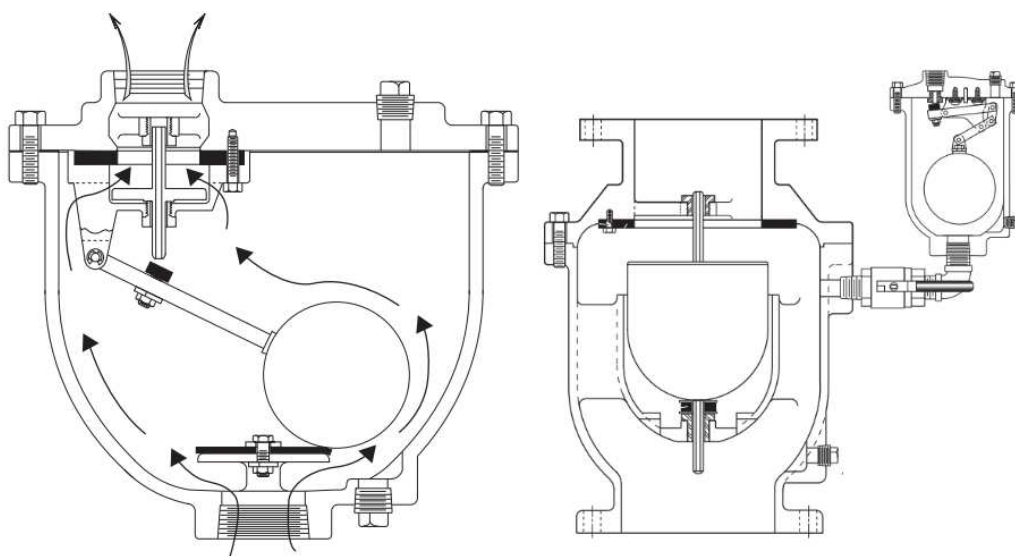
Obrázek 22: Princip šroubového odvzdušňovacího ventilu Valmatic [5]

Téměř všechny firmy, které se zabývají výrobou vzduchových ventilů, mají v nabídce odvzdušňovací ventily. Někdy však sám výrobce od jejich využití odrazuje. V místech, kde jsou potřebné, místo toho doporučují použít kombinovaný ventil, ke kterému se přidá zpětný ventil, aby nemohlo dojít k zavzdušnění. Je nutné poznamenat, že zpětný ventil podstatně sníží odvzdušňovací výkon ventilu. [11] Toto řešení je výhodné pouze tehdy, jestliže v budoucnu může nastat situace, kdy je vhodné z důvodu změny funkce systému odvzdušňovací ventil vyměnit za kombinovaný.

4.3 KOMBINOVANÝ VZDUCHOVÝ VENTIL

Kombinované ventily (combination air valves, CAV) jsou nejčastěji používané ventily. Dokážou vypouštět velké objemy vzduchu během zavodňování, malé objemy při provozu i zavzdušňovat potrubí při podtlaku. Dle způsobu konstrukce se dělí na jednokomorové (single body) a dvoukomorové (dual body). Výhodou jednokomorové konstrukce je, že je tužší a levnější. Dvoukomorová konstrukce má výhodu dvou nezávislých ventilů. V případě nutné údržby odvzdušňovacího ventilu není nutné okruh vypínat a zavzdušňovací ventil stále bude v provozu. Zároveň poskytuje podstatně více možností při dimenzování ventilu.

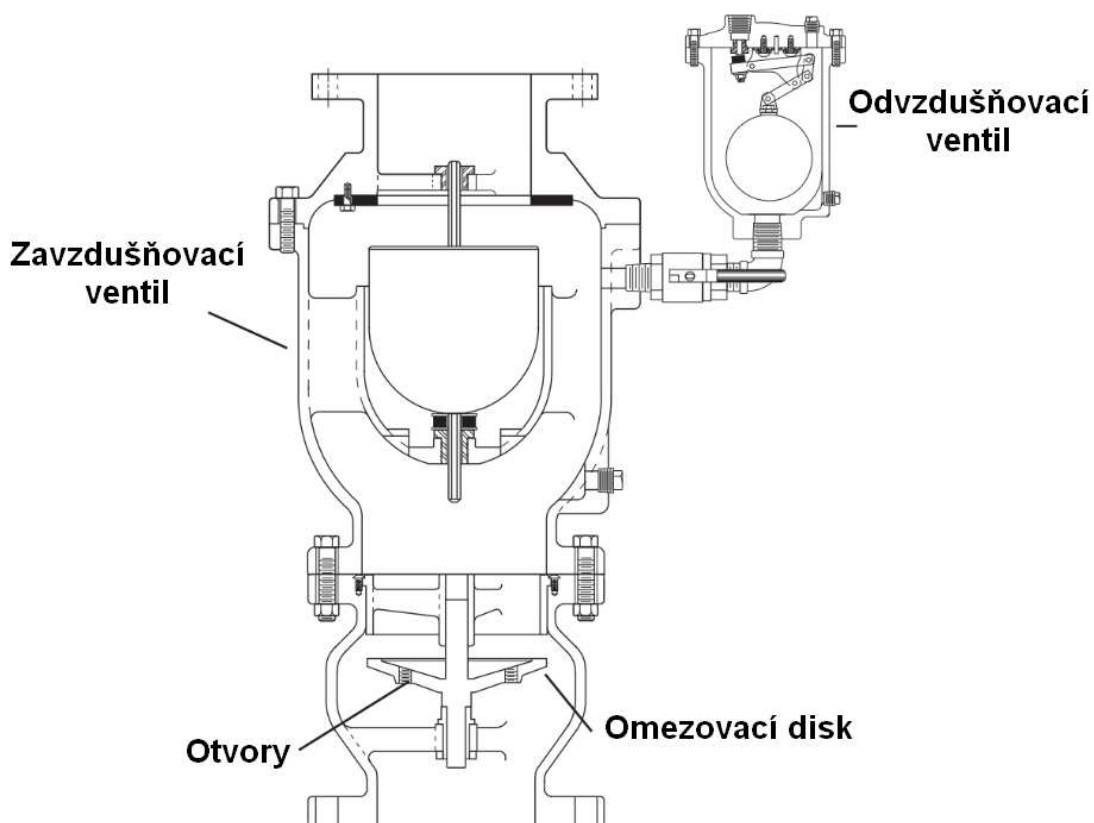
V některých místech jsou však kombinované ventily zbytečně složité a drahé, protože zde není nutné odvzdušňování, nebo v nich není přípustné zavzdušnění. I když je možné nahradit odvzdušňovací ventil sériově zapojeným jednosměrným ventilem a kombinovaným vzduchovým ventilem, sníží se tak odvzdušňovací výkon a zvedne cena. Zavzdušňovací ventil je možný z kombinovaného udělat tak, že se připojení ventilu zhotoví ze spodní strany potrubí, ale s mezikusem tak, aby nedošlo k otočení ventilu, a neselhal tak plovákový mechanismus. Další možností u dvoukomorového kombinovaného ventilu je prostě odpojení odvzdušňovací části. Z ekonomických důvodů je však lepší použít obyčejný zavzdušňovací ventil.



Obrázek 23: Jednokomorový a dvoukomorový kombinovaný ventil Valmatic [5]

4.4 VENTIL PRO POTLAČOVÁNÍ RÁZŮ

Vzduchové ventily pro potlačování tlakových vln (surge-suppression air valves, surge relief valves) jsou nejčastěji řešeny jako kombinované, přestože to není pravidlem. Jsou to takové vzduchové ventily, které se dávají do míst, v jejichž blízkosti hrozí havárie a může tak dojít k roztržení vodního sloupce a vzniku vodního rázu. Tyto ventily se od ostatních typů liší v tom, že mají zpomalené uzavírání, aby nemohlo dojít k zavření tak rychlému, že by se následky prvotního vodního rázu mohly ještě zhoršit vytvořením dalšího rázu. Ventil na obrázku pracuje tak, že při podtlaku nasává do systému vzduch, zatímco když dojde k přetlaku, vzduch vypustí a nadzdvihne omezovací disk. Tím se zpomalí vypouštění vzduchu a dojde k vytvoření pomalu vytlačované vzduchové kapsy, která tlumí vodní příval. Když se voda dostane až k omezovači, část projde do zavzdušňovacího ventilu a zlehka uzavře ventil. Existují studie nestacionárního proudění, které dokazují, že tento způsob regulovaného odvzdušnění dokáže velmi dobře tlumit účinky rázu (Kroon 1984, Lingireddy 2004). [5]



Obrázek 24: Protirázový vzduchový ventil, dvoukomorový, přírubový Valmatic [5]

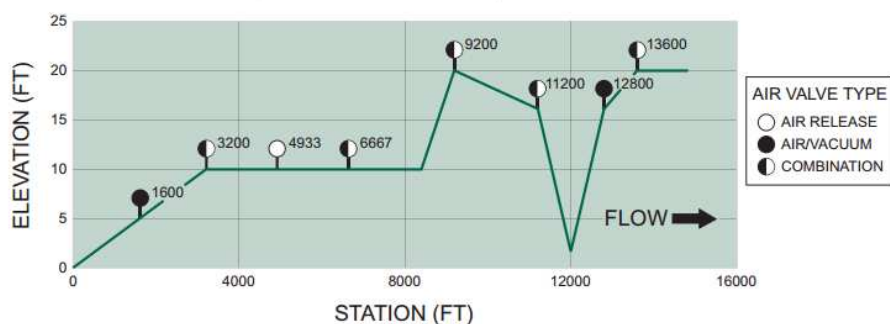
4.5 VÝBĚR VENTILŮ

Ventily se obvykle vybírají podle tabulek a programů, popřípadě postupů, které dodávají přímo výrobci. Některé programy dokážou přímo navrhnout, která místa jsou kritická a zároveň vyberou správný typ a velikost ventilu. [5], [11]

PIPELINE AIR VALVE SAMPLE SCHEDULE

Station No	ELEV ft	Excav ft	Description	Recommended Valve Size/Model	Max Slope	Flow Rate CFS
0	0	0.00	Beginning	No valve necessary	0.00	0.00
1,600	5	0.00	Long Ascent	8 IN #108SS Surge-Suppression AV	0.00	84.41
3,200	10	0.00	High Point	8 IN #108SS/38 Surge-Suppression AV	0.00	84.41
4,933	10	0.00	Long Horiz	2 IN #38.2 Air Release	0.00	0.00
6,667	10	0.00	Long Horiz	4 IN #104SS/38 Surge-Suppression AV	0.00	0.00
8,400	10	0.00	Low Point	No valve necessary	0.01	0.00
9,200	20	0.00	High Point	10 IN #110FSS/45 Surge-Suppression AV	0.01	134.66
11,200	16	0.00	Incr in Down-Slope	8 IN #108SS/38 Surge-Suppression AV	-0.02	95.37
12,000	2	0.00	Low Point	No valve necessary	0.02	0.00
12,800	16	0.00	Decr in Up-Slope	8 IN #108SS Surge-Suppression AV	0.02	74.17
13,600	20	0.00	High Point	8 IN #108SS/38 Surge-Suppression AV	0.01	85.17
14,400	20	0.00	End	No valve necessary	0.00	0.00

SAMPLE PIPELINE PROFILE



Obrázek 25: Příklad výstupu z Val-Matic air Valve sizing program [5]

V případě navrhování vzduchových ventilů bez softwaru se vyplatí začít náčrtem tratě, která by měla mít co nejjednodušší tvar a zároveň nemusí nutně kopírovat tvar povrchu, aby bylo možné redukovat množství potřebných ventilů. Zde je nutné snížit cenu za ventily, ale zároveň příliš nezvýšit cenu výstavby tratě a minimalizovat tak náklady. Z náčrtku se následně určí nebezpečná místa a dle charakteristiky rizika se vybere druh ventilu. Nejvyšší body a změny výšky menší než průměr potrubí se ignorují, protože se zde vzduch stejně neudrží a je stržen proudem. Ventily se vybírají následovně: [12]

- 1) **Nejvyšší místa** – kombinovaný ventil
- 2) **Dlouhé rovné úseky** – odvzdušňovací nebo kombinovaný ventil, vzdálené 380 až 760 metrů od sebe
- 3) **Dlouhé klesající úseky** – kombinovaný ventil, 380 až 760 metrů od sebe
- 4) **Dlouhé stoupající úseky** – zavzdušňovací ventil, 380 až 760 metrů vzdálené od sebe
- 5) **Zpomalené stoupání tratě** – zavzdušňovací ventil
- 6) **Zrychlené klesání tratě** – kombinovaný ventil

Místo zavzdušňovacích či odvzdušňovacích ventilů je téměř vždy možné použít kombinovaný ventil. I v tomto případě je však nutné navrhnout pro ventil správné parametry.

4.6 VÝBĚR VELIKOSTI ZAVZDUŠŇOVACÍHO VENTILU

Zavzdušňovací ventil se za běžných situací dává do míst, kde je buď dlouhé stoupání, nebo zde dochází k pozvolnému zpomalování stoupání. Dále se mohou používat v místech, kde hrozí roztržení vodního sloupce, například u kolen. Zde jsou však obvykle mnohem vhodnější kombinované ventily, nejlépe přímo konstruované pro potlačování rázů.

Pro výběr zavzdušňovacího ventilu existuje celá řada způsobů. Nejjednodušší, ale nejméně přesný je postup, který vybírá zavzdušňovací průřez jen podle průměru potrubí a to tak, že na každou stopu (304,8 mm) průměru potrubí se zvýší průměr zavzdušňovacího otvoru o 1 palec (25,4 mm). Jinými slovy by měl být průměr zavzdušňovacího otvoru přibližně 12 krát menší než průměr trubky, na kterou je ventil připojený. Většina zavedených firem si však vynalezla vlastní způsoby dimenzování ventilů. Obvykle je opravdu nejlepším způsobem pro návrh ventilu, či jiného zařízení, využití manuálu od konkrétního výrobce, což je obecně v technice velmi často opomíjeno a je to jeden z velmi častých důvodů závad. Podrobné návody pro dimenzování ventilů mají zpracované výrobci, jako DeZURIK a Valmatic. Vědeckých prací je na toto téma poměrně málo. Dále vycházím převážně z [14].

Jednotlivé přístupy v první řadě zkontrolují, zda v potrubí nemůže dojít ke kolapsu potrubí, obvykle vlivem atmosférického tlaku. Přístupy se dále shodují v tom, že výpočty jsou potřeba udělat ke každému jednotlivému ventilu. Vychází se z plánovaného průtoku, standardního tlaku a minimálního tlaku, pod který se nesmí klesnout, což může být tlak, při němž dochází ke zborcení potrubí, či jiná mez, samozřejmě s určitou bezpečností. Zavzdušňovací ventil by měl být schopen vypustit či nasát stejné objemové množství vzduchu při atmosférickém tlaku, jako je maximální průtok kapaliny v daném místě potrubí. V případě zavzdušňování by toho měl být schopen ve chvíli, kdy dojde k maximálnímu povolenému poklesu tlaku, který by neměl být větší, než 34,5 kPa (5 psi). V dalším kroku se vybere velikost ventilu podle grafu sání od výrobce. V případě, že ventil slouží i k zavodňování potrubí, takže k vypouštění velkého objemu vzduchu, by tento tlakový rozdíl měl být volen 13,8 kPa (2 psi). Tím dojde k dostatečnému odvzdušnění před uzavřením ventilu. Tentokrát se vybere ventil z grafu pro odvzdušňování, opět dle požadovaného plnicího průtoku. Obvykle je průřez, který vyjde pro plnění potrubí a odvzdušňování menší, než průřez, který vyjde z grafu pro zavzdušňování při vypouštění potrubí. Není to však pravidlem, takže se vybere ventil porovnáním výsledků a následně se vybere větší z ventilů.

V případě využití zavzdušňovacích ventilů jako rázové ochrany je tedy nutné správné umístění, dimenzování i kombinace s dalšími rázovými ochranami. Zavzdušňovací ventily se obvykle používají ve velkých stoupáních a často se kombinují třeba s větrníky, či s vyrovnávacími komorami. Ty jsou obvykle dost nákladné a velké. Zavzdušňovací ventily umožňují tyto velikosti podstatně snížit. Dále je nutné zajistit, aby nemohlo dojít k nekontrolovatelnému zavzdušňování potrubí v důsledku uzavření některého uzávěru. Dochází k tomu převážně vlivem tíhového zrychlení, které způsobí podtlak, který otevře zavzdušňovací ventil. Zde je potřeba zajistit, aby k podtlaku buď vůbec nedošlo, nebo mít ventil nastavený tak, že se otevře až při určitém podtlaku. Většina konstrukčních řešení to umožňuje. Dále je dobré používat odvzdušňovací ventily, které se při opětovném spuštění zbaví vpuštěného vzduchu.

4.7 KONSTRUKCE ZAVZDUŠŇOVACÍCH VENTILŮ

V této části objasním rozdíly mezi zavzdušňovacími ventily. Vycházím především z materiálů výrobců. Především pak ze zdrojů [5] a [11].

Zavzdušňovací ventily je možné odlišit těmito způsoby:

1) Podle způsobu připojení:

Šroubové – Ventil obsahuje vnitřní závit přímo v místě přípojky, na dně ventilu.

Přírubové – Na dně je rozšíření pro přírubu, kterou se ventil připojí k potrubí pomocí několika šroubů po jejím obvodu. Jedná se o mírně robustnější řešení.

2) Podle principu funkce:

Plovákové – Plovák tvaru koule, komolého kuželu či jiného tvaru je veden obvykle po svislé ose a sám ucpává otvor do atmosféry. Na této ose může být pružina, která zabrání otevření ventilu v nízkém podtlaku, což by mohlo vést k neplánovanému vypuštění části potrubí. Krajní polohy plováku jsou zde často upraveny tak, aby nedocházelo k příliš rychlému uzavření.

Plovákové s mechanismem – Nejčastěji se používá plovák kulového tvaru, který je připevněn k páce řídící otevírání a zavírání otvoru v závislosti na poloze plováku. Plovák se zde tedy pohybuje po kružnici. Mechanismů řešících otevírání a uzavírání existuje více. Obvykle jsou však patentované, popřípadě různě utajené. Jejich nevýhody se v materiálech od výrobců pochopitelně příliš neuvádějí.

S pryžovým těsněním – Jedná se o nejlevnější zavzdušňovací ventil, určený spíše pro systémy s menším průtokem. Skládá se z těla, regulačního šroubu, pryžového těsnění a vinuté tlačné pružiny. V případě vnějšího přetlaku dojde k natlačení vzduchu do systému přes pryžové těsnění, které je za provozních podmínek vnitřním přetlakem uzavřeno. Z tohoto důvodu se nedá použít při zavodňování systému. Pomocí regulačního šroubu je možné regulovat velikost zavzdušňovacího průřezu. Nevýhodou této koncepce je, že se zde nedá regulovat tlak, při kterém dojde k zavzdušňování a může tak dojít k vypuštění části potrubí. Tento typ ventilu byl použitý při experimentu a je zobrazený na obrázcích 28 a 29.

3) Podle způsobu uzavírání:

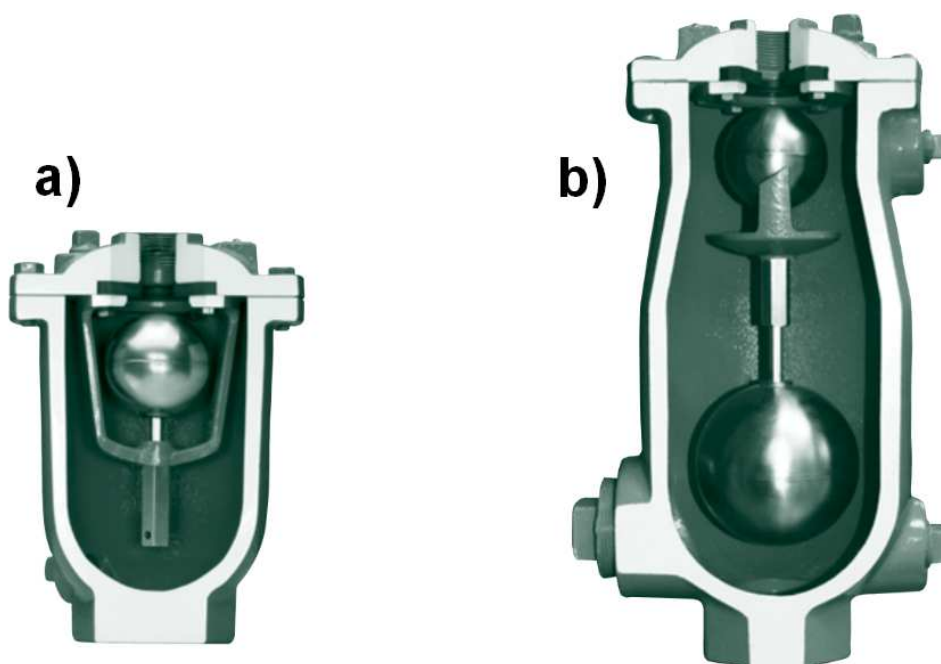
S regulovaným uzavíráním – Je zde speciální mechanismus pro zpomalení uzavírání či změnu situace, kdy se ventil uzavře či otevře. Dále může být uzavírání zpomaleny i vhodným tvarováním vnitřku ventilu a jednotlivých součástí.

Neregulované – Ventil, kde není speciální mechanismus, který by zpomaloval zavírání. Uzavírání však může být zpomaleny alespoň tvarem součástí, například plováku, takže také nemusí způsobovat podstatné rázy.

4) Podle kapaliny:

Pro čistou vodu – Obvyklé a ekonomické řešení. Materiálem může být i konstrukční ocel, která je pouze natřena proti korozi. Není zde žádná ochrana proti pevným materiálům v kapalině.

Pro odpadní vodu – Používají se všemožná vylepšení, jako například plášť z nerezové oceli, natření pláště nepřilnavým nátěrem a plovák bez svárů. Vnitřek je obvykle vytvarován tak, aby nedocházelo k ucpání, čemuž dopomáhá i delší tvar nádoby, takže se nečistoty nedostanou až k zavzdušňovacímu otvoru. I přesto však dochází k zanášení a občas je potřeba provést údržbu. Ta může být řešena tak, že se pomocí kulového ventilu izoluje ventil od systému, otevře se horní víko a do druhé přípojky se napojí čistá voda. Následně se tuk a pevné látky nechají vyplachovat. Pokud to není možné, řeší se to systémem náhradního ventilu, kdy se ventil izoluje, vymění za jiný a teprve potom se provede údržba.



Obrázek 26: Zavzdušňovací ventily

a) Ventil pro čistou vodu b) Ventil pro splaškovou vodu [5]

Pro jinou kapalinu – Jelikož se hydraulické oleje obvykle nezavzdušňují, je tato možnost výjimečná a možná jen po individuální domluvě s výrobcem. Normálně je však lepší vyřešit situaci jinou technologií, popřípadě využít ventil určený pro odpadní vodu, který dokáže vydržet i chemicky agresivnější kapaliny.

5) Podle umístění:

Zavzdušňovací ventily nasávají do systému vzduch a může tak dojít k nasátí nečistot. Z toho důvodu se na některé ventily přidávají opatření, aby se to nestalo. Obvykle se jedná o stříšku, popřípadě nasávací trubičku. V krajním případě je možné použít i vzduchový filtr.

6) Podle značky:

Zavzdušňovací ventily jsou vyráběny řadou firem, ale rozdíly mezi nimi jsou obvykle minimální. Největší rozdíly jsou často ve ventilech pro odpadní vody. Občas jsou nabízeny v základní výbavě, do které je možno si dle konkrétního požadavku přikoupit lepší součásti. Mezi nadstandardní možnosti patří například odlitý, chemicky odolnější nerezový plovák bez svárů, nepřilnavé nátěry, nebo přidání více uzávěrů pro lehčí vymytí ventilu. Dalším rozdílem je, že některé firmy si vystačí pouze s výrobou kombinovaných ventilů. Ostatní ventily vyrábějí spíše na objednávku. Mezi firmy zabývající se výrobou vzduchových ventilů patří:

Valmatic – Vyrábí všechny základní typy vzduchových ventilů. Také se zabývá výrobou ventilů pro potlačování rázů a dalších speciálních druhů ventilů pro konkrétní umístění, jako třeba zavzdušňovací ventily s pomalým uzavíráním pro potlačování kavitačního rizika, nebo ventily pro odvzdušňování čerpadel a sacích potrubí. Tato firma poskytuje možnost přikoupení speciálních balíčků pro ventily na splaškovou vodu, což podstatně rozšiřuje využití i u dalších kapalin. Ventily se zde obvykle vybírají a dimenzují programem.

VAG – Firma VAG také poskytuje plné portfolio vzduchových ventilů. Vyrábí i některé speciální druhy vzduchových ventilů, jako třeba odvzdušňovací ventil, který je zároveň vhodný i pro vypouštění velkého množství vzduchu při plnění potrubí. Tato firma patří mezi ty, které používají vlastní označení veškerých vzduchových ventilů, což mi způsobilo nemalé problémy v orientaci mezi jednotlivými výrobky. Jestliže se jednalo o marketingový krok, nejsem si jistý jeho úspěšností. Tato firma poskytuje možnosti zakoupení různých verzí stejného druhu ventilu.

Hawle – Vzduchové ventily této značky jsou unikátní svojí patentovanou konstrukcí. Pro více velikostí se zde používá jedna velikost těla ventilu. Dimenzování se zde provádí výběrem plováku, takže je možnost po vyzkoušení průřez snadno vyladit na správnou velikost. Konstrukce Hawle velmi často používají plastové plováky. V jejich nabídce se nachází odvzdušňovací a kombinované ventily pro široké spektrum využití a umístění. Jedná se o velmi významného dodavatele vodárenských armatur v České Republice.

DeZURIK – Vyrábí všechny tři základní druhy ventilů. Dále mají široký sortiment specifických ventilů, jako například odvzdušňovací ventily určené pro pohonné hmoty a kombinované vzduchové ventily pro potlačování rázů. Dimenzování se obvykle provádí počítačovým programem, samozřejmě jsou k dispozici i grafy pro manuální dimenzování.

AVK VOD-KA - Patří mezi další velké dodavatele vzduchových ventilů na českém trhu. Tato firma vyrábí i speciální šachtové kombinované vzduchové ventily pro odpadní vody, u kterých používá patentovaný systém rolovacího těsnění ventilu. U tohoto speciálního druhu ventilu se používají materiály pro plášť v kombinaci ocel a vyztužený nylon, plováky zde používají z pěnového polypropylenu. V katalogu této firmy jsou vzduchové ventily pojmenovány termínem vzdušníky. V případě této firmy je možné i bez registrace nahlédnout do ceníku. Cena malých ventilů pro čistou vodu začíná u 3000 Kč, cena velkých protirázových ventilů pro odpadní vody přesahuje i 40 000 Kč. Nejdražší ventily, například šachtové, se vyrábí na objednávku. Tato firma se specializuje na kombinované ventily, a samostatné zavzdušňovací ventily vůbec nevyrábí.

5 EXPERIMENT

5.1 ZADÁNÍ MĚŘENÍ

Experiment se provádí na okruhu určeném pro simulování vodních rázů na Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana. Cílem experimentu je provést měření tlaku v bodě za uzavíracím ventilem ve třech různých případech. První případ je referenční měření vodního rázu bez účasti zavzdušňovacího ventilu. Druhý případ je změření rázu s částečně otevřeným ventilem. Ve třetím případě se úplně odšroubuje šroub z ventilu, kterým se reguluje zavzdušňovací průřez, tudíž je ventil maximálně otevřený. Následně se krátce vyhodnotí vliv zavzdušňovacího ventilu na průběh rázů.

5.2 VLASTNOSTI ZKUŠEBNÍHO OKRUHU

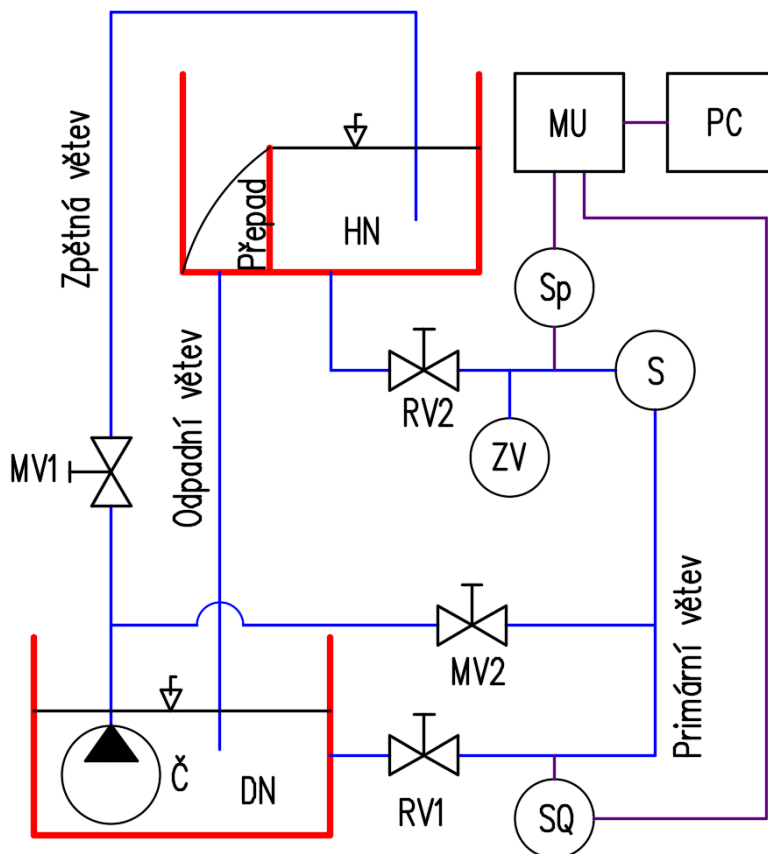
Informace o trati pro zkoušení vodního rázu na OFI jsem použil ze zdroje [2]. Vlastnosti tohoto hydraulického obvodu jsou uvedené v tabulce 1:

Délka potrubí v primární větvi:	$L = 58,26 \text{ m}$
Výška hladiny v horní nádrži:	$h = 0,2 \text{ m}$
Spád:	$H = 2,5 \text{ m}$
Vnitřní průměr potrubí:	$d = 29 \text{ mm}$
Vnější průměr potrubí:	$D = 39 \text{ mm}$
Tloušťka stěny:	$s = 5 \text{ mm}$
Doba uzavírání ventilu:	$t = 0,1 \text{ s}$
Ustálený průtok:	$Q = 0,62 \text{ l/s}$
Ustálená rychlost proudění:	$v = 0,94 \text{ m/s}$
Hustota kapaliny:	$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$
Koeficient tření:	$\lambda = 0,03$
Modul objemové pružnosti potrubí:	$K_P = 0,8 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
Modul objemové pružnosti vody:	$K_V = 2,2 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

Tabulka 1: Vlastnosti zkušební trati [2]

5.3 SCHÉMA ZKUŠEBNÍHO OKRUHU

Následující zjednodušené schéma popisuje obvod zkušební trati. Jsou v něm vyznačené pouze části důležité pro tento experiment. Primární větev je poháněna spádem, který je konstantní. To zajišťuje čerpadlo na zpětné větvi, které vrací vodu zpět do horní nádrže, a zároveň i přepadový systém, který vrací přebytečnou kapalinu z horní nádrže pomocí odpadní větve do dolní nádrže.



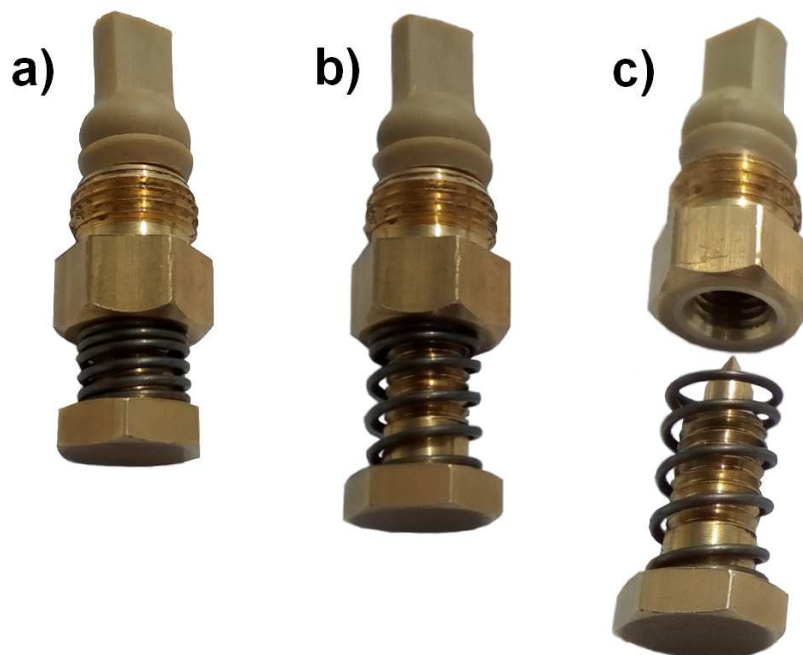
Obrázek 27: Schéma zkušební trati [vlastní obrázek]

Vysvětlivky:

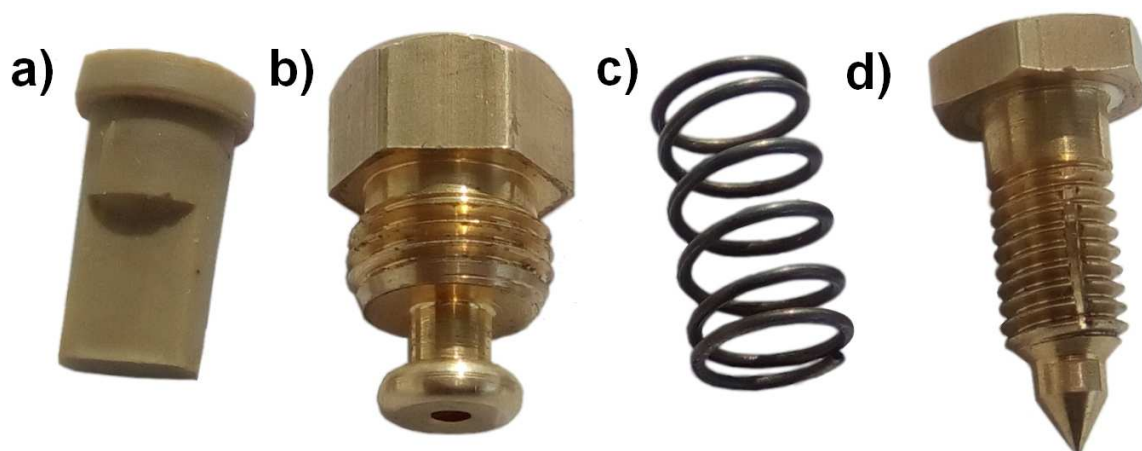
DN	Dolní nádrž
HN	Horní nádrž
MV1	Manuálně ovládaný uzavírací ventil na zpětné větvi
MV2	Manuálně ovládaný ventil na větvi pro obrácení směru průtoku na primární větvi a pro odvzdušňování trati
RV1	Rychlouzavírací ventil poháněný tlakovým vzduchem, dolní
RV2	Rychlouzavírací ventil poháněný tlakovým vzduchem, horní
ZV	Zavzdušňovací ventil, pryžové otevírání
SQ	Snímač průtoku na primární větvi
Sp	Snímač tlaku za horním rychlouzavíratelným ventilem
MU	Měřicí ústředí
PC	Počítač
Č	Čerpadlo
S	Spirála

5.4 POUŽITÝ ZAVZDUŠŇOVACÍ VENTIL

Pro měření byl použitý zavzdušňovací ventil, který je možno vidět na obrázcích 28 a 29. Změřený průměr zavzdušňovacího otvoru je $1/10''$, přestože pryžová koncovka může účinný zavzdušňovací průměr ještě zmenšit. Tento typ ventilu nemůže sloužit k odvzdušňování velkých objemů vzduchu, protože na rozdíl od plovákových verzí je zavřený vždy, když je v potrubí tlak vyšší, než je tlak vnější. Další nevýhodou tohoto ventilu je, že v případě, kdy je ventil umístěný v místě, kde je po uzavření ventilu nižší tlak, než venkovní, bude ventil zavzdušňovat tak dlouho, dokud se potrubí kompletně nevypustí, nebo než se tlaky vyrovnají.



Obrázek 28: Použitý zavzdušňovací ventil
a) Uzavřený b) Pootevřený c) Plně otevřený [vlastní obrázek]



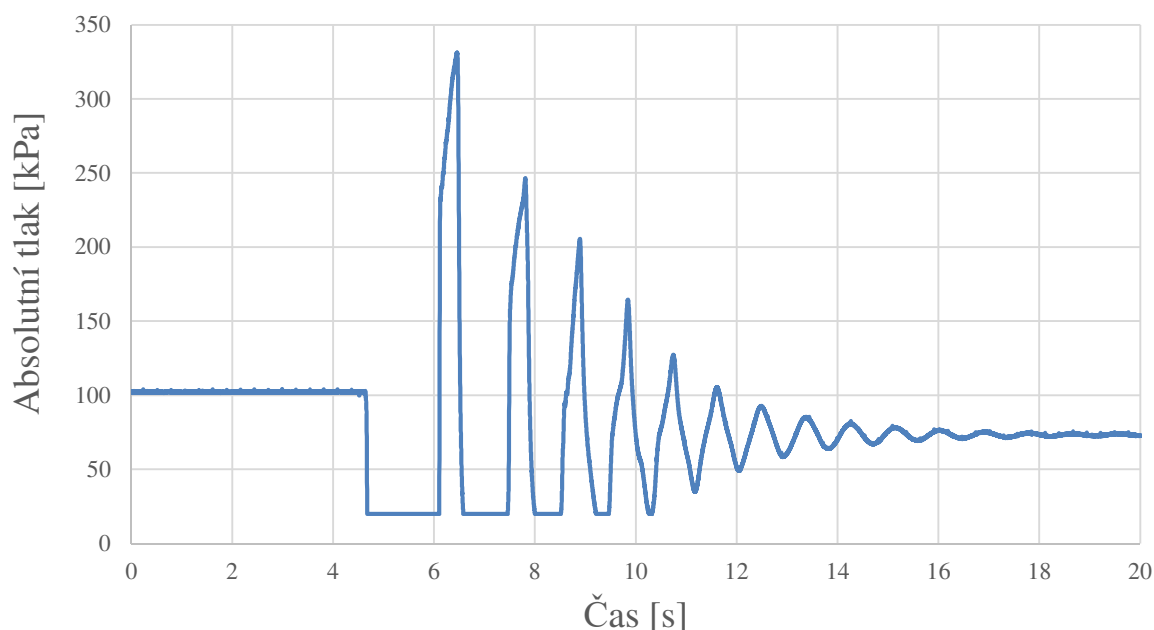
Obrázek 29: Jednotlivé části použitého zavzdušňovacího ventilu
a) Pryžové těsnění b) Tělo ventilu c) Vinutá pružina d) Regulační šroub [vlastní obrázek]

5.5 MĚŘENÍ RÁZŮ

Ventil byl vždy uzavřen při maximálním průtoku 0,62 l/s vyvolaném tíhovým zrychlením. Jelikož zde nastala softwarová chyba a neměřil se tlak nižší než 19,8 kPa, nižší hodnoty nebyly zaznamenány a došlo tak k oříznutí grafů. Všechna měření byla provedena vícekrát pro případ, že by se některé z nich nepovedlo a výsledek se výrazně lišil. To se nestalo, takže bylo možno použít jeden graf pro každý případ a pouze je vzájemně porovnat. Data z měření nepřikládám do přílohy z důvodu velmi vysokého množství hodnot v každém měření.

5.5.1 MĚŘENÍ REFERENČNÍCH HODNOT

V první řadě se měřil referenční ráz, ve kterém byl zavzdušňovací ventil dokonale uzavřen, což je znázorněno na obrázku 28 a, takže nemohl do systému nasávat vzduch. Při tomto referenčním měření byla nejvyšší tlaková špička 338 kPa a tlak byl zespolu oříznut, z důvodu již zmíněné softwarové chyby, pětkrát. Z toho v prvních třech případech zaručeně došlo ke kavitaci. K ustálení tlaku zde došlo přibližně za 13 sekund. Grafické znázornění tohoto měření je zobrazeno na obrázku 30.

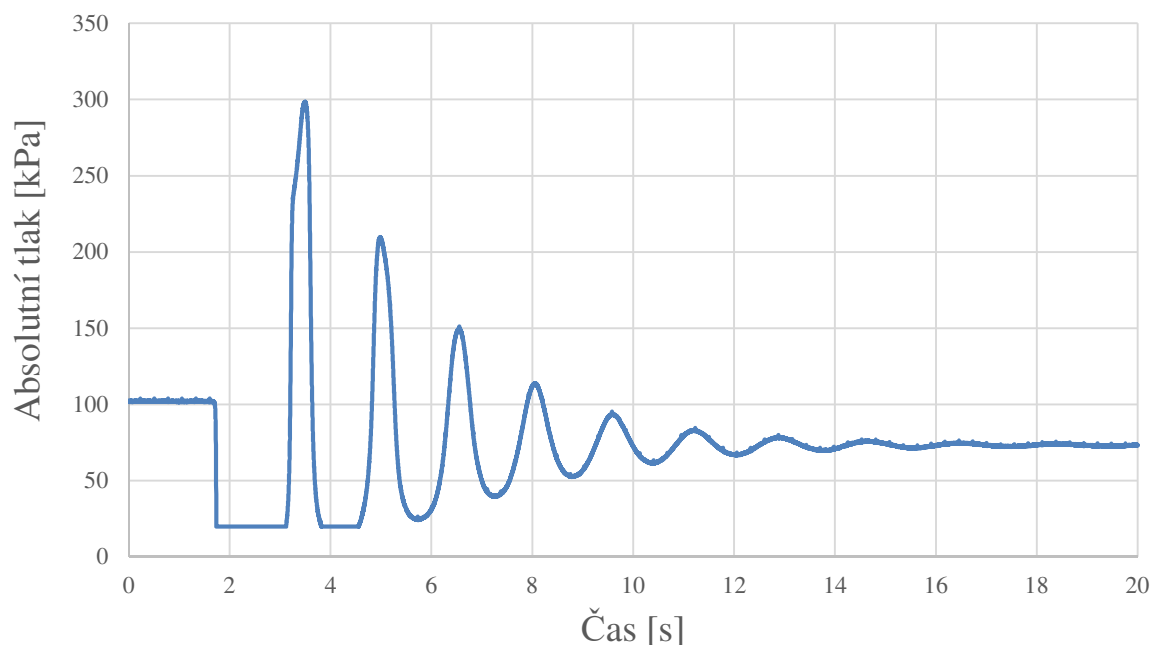


Obrázek 30: Referenční měření bez zavzdušňovacího ventilu [vlastní obrázek]

Kvůli vzniklému podtlaku se z vody mohl uvolnit vzduch, který by mohl ovlivnit další měření. Proto následovalo odvzdušnění otočením směru průtoku. Stejný postup následoval po každém měření, při kterém došlo k zavzdušňování.

5.5.2 MĚŘENÍ S ČÁSTEČNĚ OTEVŘENÝM ZAVZDUŠŇOVACÍM VENTILEM

V následujícím měření byl regulační šroub na ventilu povolen, což je znázorněno na obrázku 28 b. Potom bylo provedeno měření s pootevřeným zavzdušňovacím ventilem, které je zobrazené v grafu na obrázku 31. V tomto případě je graf rovněž zespolu seřízlý, tentokrát však pouze dvakrát, z čehož zde jednou až dvakrát došlo ke kavitaci. Maximální tlaková špička zde byla 299 kPa. Ke srovnatelnému ustálení tlaku zde došlo přibližně za 12 sekund. Dále je z grafu vidět, že se zvýšily jednotlivé periody mezi vlnami, což je způsobeno napuštěním vzduchu do systému, což snížilo rychlost zvuku v systému. Tento jev je lépe popsán ve 2. kapitole o rychlosti zvuku. Konkrétně je mu věnována pozornost na obrázcích 15 a 16.



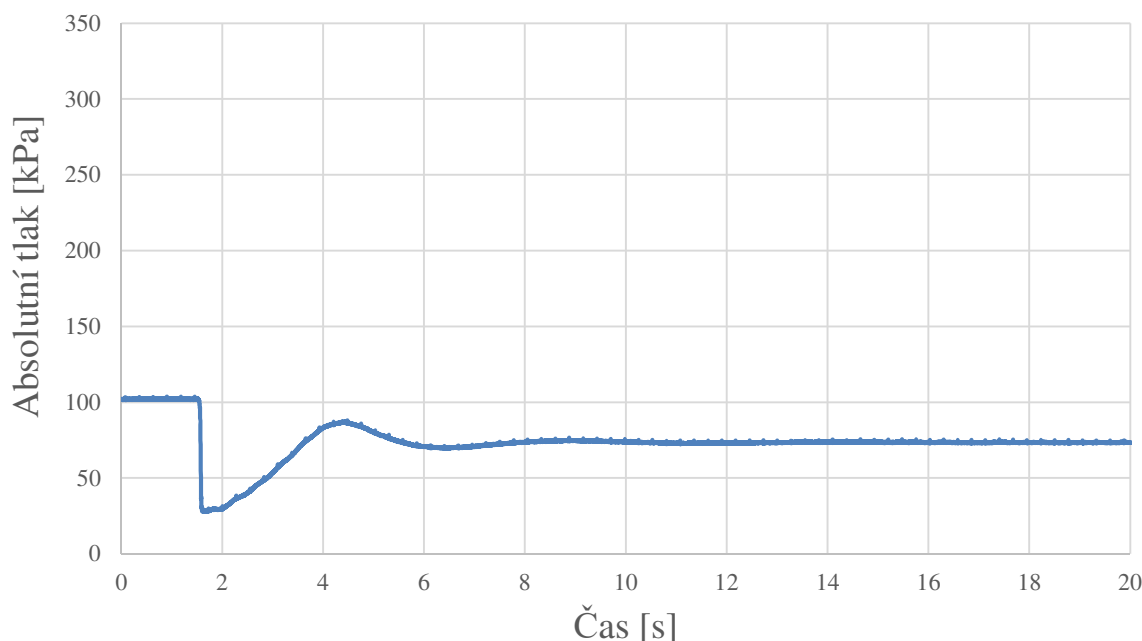
*Obrázek 31: Měření vodního rázu s pootevřeným zavzdušňovacím ventilem
[vlastní obrázek]*

V porovnání s referenčním měřením zde došlo k několika zlepšením. Maximální změna tlaku, v oblasti přetlaku, se snížila o 16 %. Dále se zde mírně snížila doba ustálení tlaků. V tomto případě se však stále nepodařilo zabránit kavitaci.

5.5.3 MĚŘENÍ S PLNĚ OTEVŘENÝM ZAVZDUŠŇOVACÍM VENTILEM

V posledním případě se ze zavzdušňovacího ventilu úplně odšrouboval regulační šroub s vinutou pružinou. Také se zde zjišťovalo, jak bude zavzdušňovací ventil schopný těsnit, jelikož byl připevněný ze spodní části potrubí.

Výsledek tohoto měření je zobrazený na obrázku 32. V tomto případě je výsledek více než překvapivý. Nejnižší naměřený tlak zde byl 27 kPa, během něhož ventil nasál do potrubí dostatek vzduchu, aby výsledný přetlak úplně potlačil. Celý ráz zde měl pouze jedinou výraznější vlnu, než došlo k ustálení, které trvalo 5 sekund. Frekvence vlnění zde byla oproti předchozím měřením podstatně nižší.



*Obrázek 32: Měření vodního rázu s plně otevřeným zavzdušňovacím ventilem
[vlastní obrázek]*

V porovnání s referenčním rázem je vidět, že zde byl přetlak naprosto eliminován. Podtlak byl snížen natolik, že nedošlo ke kavitaci a doba ustálení byla přibližně třetinová. Nevýhodou tohoto měření však je, že bylo prováděno na klesajícím úseku trati, kde se obvykle používají kombinované vzduchové ventily, které by zde tento účinek měly. Jelikož po uzavření horního rychlouzavíracího ventilu byl zavzdušňovací ventil i tlakový snímač téměř v nejvyšším bodě, vzduch se zde akumuloval a mohlo dojít k podstatně odlišným tlakovým výkyvům než v jiných místech systému.

5.6 NÁVRH VENTILU V PROGRAMU

Při měření byl použitý nedimenzovaný ventil. Je tedy dobré zjistit, jak velký by použitý ventil měl být. Použil jsem tedy program pro dimenzování ventilů od firmy Valmatic. Tento program je však určený pro podstatně větší systémy, takže se zde některé věci velmi špatně nastavují, nebo je není možné nastavit vůbec. Jelikož program neumožňoval výběr pouze zavzdušňovacích ventilů, zvolil jsem dvoukomorový kombinovaný ventil. Vstupní data jsou viditelná na obrázku 33. [15]

VAL-MATIC® AirValve Sizing Program

Pipeline Air Valve Sizing

Name: SAMPLE10

Owner: Sedlmajer Kuba

Engineer: Valmatic

Max Flow Rate: 0,62 L/sec

Fill Rate: 0,62 L/sec

Valve Selection Criteria: Dual Body Comb Air Valves

Type of Media: Water - ANSI/NSF 61 Certified

Pipe Material: Plastic

Plastic Pipe Collapse Pressure: 1 KPa

Pipe Inner Diameter: 29.00 mm

Steel Thickness: 0.25 Vyberte jeden

Safety Factor: 4:1

Valve Rating: 150 Psig (Class 125 Iron)

Flow Direction: With Increasing Stations

Pipeline Profiles

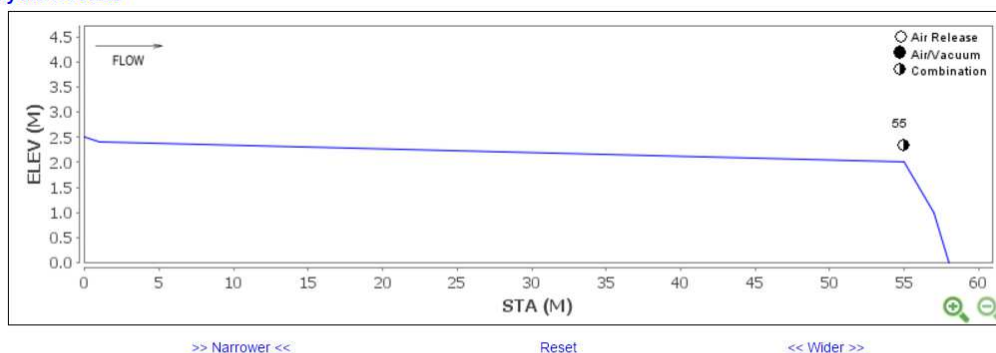
Station	Elevation	Del
1 0	2,5	X
2 1	2,4	X
3 55	2	X
4 57	1	X
5 58	0	X
6		X

AirValve Version 10 Copyright 2014 Val-Matic® Valve and Mfg. Corp.

Obrázek 33: Zadávání vstupních dat [15]

Protože v kritickém bodě není stoupání, zavzdušňovací ventil se zde samozřejmě nepoužil. Jedná se zde o zrychlené klesání trati, což znamená, že program zde správně použil kombinovaný protirázový ventil, což je možné vidět na obrázku 34.

Analysis Results



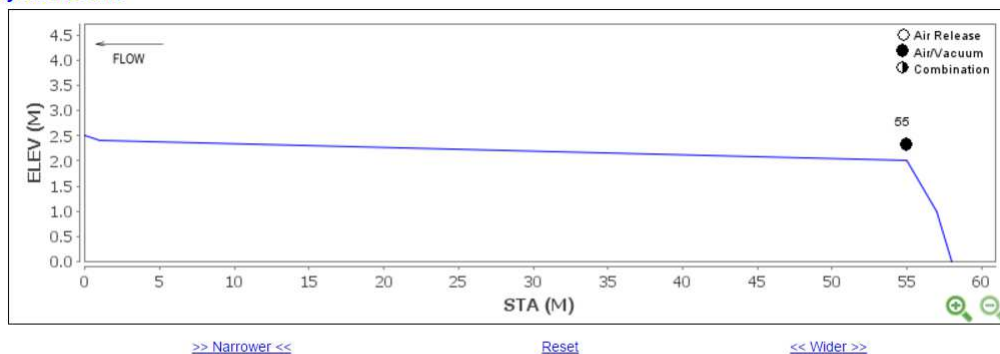
Vacuum sizing pressure: 0.25 PSI

Station (M)	Elevation (M)	Description	Recommended Valve Size/Model	Flow Rate CFS	Slope
0	2.50	Beginning of Pipeline	No valve necessary	0.000	0.000
1	2.40	Decrease in Down Slope	No valve necessary	0.000	-0.100
55	2.00	Increase in Down Slope	1 IN #101S/22.9 Dual Body Combination	0.043	-0.007
57	1.00	Low Point	No valve necessary	0.060	-0.500
58	0.00	End	No valve necessary	0.062	0.000

Obrázek 34: Řešení rázů pomocí kombinovaného ventilu [15]

Jelikož jsem však chtěl zjistit pouze parametry zavzdušňovacího ventilu, musely být vytvořeny podmínky, ve kterých se používá výhradně zavzdušňovací ventil. Aby mohl program správně určit vhodný zavzdušňovací ventil, bylo nutné otočit směr proudění na této trati. Tento výsledek je vidět na obrázku 35.

Analysis Results



Vacuum sizing pressure: 0.25 PSI

Station (M)	Elevation (M)	Description	Recommended Valve Size/Model	Flow Rate CFS	Slope
0	2.50	End	No valve necessary	0.000	0.000
1	2.40	Increase in Up Slope	No valve necessary	0.000	0.100
55	2.00	Decrease in Up Slope	1/2 IN #100S Air/Vacuum	0.043	0.007
57	1.00	Low Point	No valve necessary	0.060	0.500
58	0.00	Beginning of Pipeline	No valve necessary	0.000	0.000

Obrázek 35: Konečný návrh zavzdušňovacího ventilu [15]

Vybraný ventil má tedy zavzdušňovací i odvzdušňovací průměr velikosti 1/2", což je 12,7 mm, průměr v nejširším bodě je 156 mm a celková délka je 178 mm. Jedná se o nejmenší zavzdušňovací ventil firmy Valmatic, model 100S. Je to větší a dražší řešení, než ventil použitý při měření. Lze tedy předpokládat, že tlumicí účinek tohoto ventilu by byl diametrálně lepší.



Obrázek 36: Zavzdušňovací ventil pro čistou vodu Valmatic, model 100S [15]

V případě výběru protirázového zavzdušňovacího ventilu program vybral dokonce 2" ventil Valmatic 102SS se zpomaleným uzavíráním. Využití takového ventilu je však bezpředmětné a ekonomicky nevýhodné, neboť má podstatně větší průměr, než potrubí.

ZÁVĚR

První část práce se věnovala problematice hydraulických rázů a byly zde popsány mechanismy vzniku. Největší pozornost byla věnována těm, které jsou způsobené vzduchem v potrubí. Byl zde také popsán princip šíření rázových vln v potrubí a jejich velikost. Jelikož je v případě vodních rázů běžný absolutní tlak blízký nule, hrozí zde i riziko zkolabování potrubí. Velikost tlakových překmitů, způsobených vodním rázem, se zjistila odvozením Žukovského vztahu. Z tohoto vztahu je zřejmé, že kromě hustoty kapaliny a velikosti změny rychlosti proudění, amplitudu překmitu ovlivňuje také rychlost šíření zvukových vln potrubím.

Rychlosti zvuku se věnovala druhá část práce. Důležité je, že rychlost šíření zvuku prostředím nezávisí pouze na médiu, ale také na jejich kombinaci. Zajímavý je poznatek, že rychlost zvuku ve směsi je podstatně menší, než rychlost zvuku v jednotlivých složkách. Ve směsi vody a vzduchu to při atmosferickém tlaku může znamenat snížení rychlosti zvuku až ke 20 m/s. Navíc s přibývajícím množstvím vzduchu v potrubí rychlost zvuku při vodním rázu výrazně kolísá, což může zapříčinit nepředvídatelné chování systému během rázu.

Nejčastější způsoby mírnění vodních rázů jsou popsány ve třetí části. U těchto způsobů jsem se pokusil vysvětlit a sjednotit terminologii, jelikož v češtině i angličtině pro ně existuje hned několik označení. Pro názorné vysvětlení jednotlivých způsobů mírnění vodních rázů jsem nakreslil několik zjednodušených schémat, která jsou volně k dispozici v elektronické formě přílohy.

Popis základních typů vzduchových ventilů a jejich využití jsem řešil ve čtvrté části práce. Odvzdušňovací ventily se používají pro prevenci rázů, které jsou způsobeny vzduchem v potrubí. Zavzdušňovací ventily se používají pro tlumení účinků rázů a kombinované zvládají obojí. Jsou zde také popsány různé způsoby dimenzování zavzdušňovacích ventilů a jejich vhodné umístění v potrubním systému. Koncovým obsahem této části jsou konstrukční rozdíly mezi různými zavzdušňovacími ventily.

V poslední části práce jsem se věnoval experimentálnímu měření hydraulického rázu. Bylo zjištěno, že zavzdušňovací ventil s dostatečným průřezem dokáže naprosto eliminovat přetlak, který následuje po prvotní podtlakové fázi vodního rázu za uzavíracím ventilem. Jelikož byl pro měření použit ventil, který by při dimenzování prošel jen přes pravidlo, které říká, že velikost zavzdušňovacího průměru by měla být větší, než $1/12$ průměru potrubí, je možné odhadnout, že zatlumení rázu správně velkým ventilem by bylo téměř dokonalé. Návrh správného ventilu pro trať jsem provedl pomocí programu firmy Valmatic. Navržený ventil byl $1/2''$ velký, což je nejmenší zavzdušňovací ventil, jaký tato firma vyrábí. Přesto má 25 krát větší průřez, než ventil, který byl použit při měření. Z toho je možné usuzovat, že by veškeré negativní účinky rázu byly potlačeny a vodní ráz za ventilem by byl téměř dokonale eliminován.

Největší výzvou pro mne v této práci bylo vyhledání a následná interpretace informací ohledně tvarové stability potrubí. Dále bylo velmi náročné se vyznat ve způsobech výběru ventilů, jelikož i když jsou si jednotlivé způsoby velmi podobné, obvykle si firmy některé informace nechávají jako firemní tajemství. Příjemně mě překvapily výsledky měření s plně otevřeným zavzdušňovacím ventilem, při kterém byl ráz velmi dobře utlumen. Přestože byla práce velmi náročná a většina zdrojů byla pouze v angličtině, jsem rád, že se mi nakonec podařilo splnit všechny body zadání.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠOB, František. Hydromechanika, 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2002. 238 s. ISBN 80-214-2037-5.
- [2] SCHULTZ, R. Vodní ráz v oblasti nízkých tlaků. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Himr, Ph.D.
- [3] Typy vodních elektráren. *Hgf10.vsb.cz* [online]. Ostrava, 2015 [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: http://hgf10.vsb.cz/546/VHZ3/typy_vodnich_elektraren.html
- [4] Guidelines to hydraulic transient analysis of pumping systems. English. Belgrade: P, 1992. ISBN 09-519-2690-X., s. 31-33.
- [5] AIR VALVES, PROVIDING SYSTEM EFFICIENCY AND PROTECTION. In: *Valmatic* [online]. Elmhurst: Val-Matic Valve & Mfg., 2008 [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: http://www.valmatic.com/brochures/Air_1500.pdf
- [6] *IPotrubí* [online]. Praha: iPotrubí, 2011 [cit. 2017-02-24]. Dostupné z: <http://www.ipotrubic.cz/>
- [7] Theory applications and Sizing Air Valves. *Pumps and Systems* [online]. Birmingham: Pumps & Systems, 2008 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <http://www.pumpsandsystems.com/topics/piping/theory-applications-and-sizing-air-valves>
- [8] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [9] HIMR, Daniel, Vladimír HABÁN a František POCHYLÝ. Sound Speed in the Fluid - Gas Mixture. In: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Brno: Brno : University of Technology, 2009, s. 10. ISBN ISBN 978-80-214-3947-4.
- [10] Himr D. a Habán V.: Simulation of low pressure water hammer, 2010 IOP Publishing Ltd.
- [11] *Hawle armatury* [online]. Jesenice u Prahy: Hawle, 2016 [cit. 2017-03-14]. Dostupné z: <http://www.hawle.cz/files/pdf/vzdusaky.pdf>
- [12] Theory, Application, and Sizing of Air Valves. *Valmatic* [online]. Elmhurst: Valmatic, 2015, s. 8 [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: http://www.valmatic.com/pdfs/AV-03TheoryAppSizingAVs_4-7-15.pdf
- [13] CONSTANTINESCO, George. Theory of Wave Transmission: A Treatise on Transmission of Power by Vibrations. London, 1922.

- [14] RAMEZANI, Leila, Bryan KARNEY a Ahmad MALEKPOUR. The Challenge of Air Valves: A Selective Critical Literature Review. *Journal of Water Resources Planning and Management* [online]. Toronto: University of Toronto, 2015, **2015**(10), 11 [cit. 2017-04-09]. DOI: 10.1061/(ASCE)WR.1943- 5452.0000530. Dostupné z: <http://ascelibrary.org/doi/10.1061/%28ASCE%29WR.1943-5452.0000530>
- [15] *Valmatic* [online]. Elmhurst: Valmatic [cit. 2017-05-05]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku
a_k	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku v kapalině
a_p	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku v plynu
a_s	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku ve směsi kapaliny a vzduchu
a_v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku ve vzduchu
b	$[\text{m}]$	Šířka rázové vlny
D	$[\text{m}]$	Vnější průměr trubky
d	$[\text{m}]$	Vnitřní průměr trubky
E	$[\text{Pa}]$	Modul pružnosti
E_d	$[\text{J}]$	Deformační energie
E_K	$[\text{J}]$	Kinetická energie
F	$[\text{N}]$	Síla
K	$[\text{Pa}]$	Modul objemové pružnosti kapaliny
k	$[-]$	Bezpečnost
K_C	$[\text{Pa}]$	Celkový objemový modul pružnosti směsi a potrubí
K_P	$[\text{Pa}]$	Objemový modul pružnosti potrubí
K_S	$[\text{Pa}]$	Objemový modul pružnosti směsi
K_V	$[\text{Pa}]$	Objemový modul pružnosti vody
L	$[\text{m}]$	Dráha, délka potrubí
m_k	$[\text{kg}]$	Hmotnost kapaliny
M_k	$[-]$	Hmotnostní zlomek kapaliny
m_p	$[\text{kg}]$	Hmotnost plynu
M_p	$[-]$	Hmotnostní zlomek plynu
p	$[\text{Pa}]$	Tlak
p_{in}	$[\text{Pa}]$	Vnitřní tlak
p_{out}	$[\text{Pa}]$	Vnější tlak
R	$[\text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}]$	Molární plynová konstanta
r	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Měrná plynová konstanta
Re	$[\text{Pa}]$	Mez kluzu materiálu při pokojové teplotě
R_s	$[\text{m}]$	Střední poloměr trubky
s	$[\text{m}]$	Tloušťka stěny
s_{min}	$[\text{m}]$	Nejmenší dovolená tloušťka stěny

T	[°C]	Teplota ve °C
t_{bv}	[s]	Doba běhu vlny
T_k	[K]	Teplota v K
t_{zav}	[s]	Čas zavírání nebo otevírání ventilu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost
V	[m ³]	Objem
β	[-]	Součinitel vlivu pružnosti stěn potrubí
Δp	[Pa]	Změna tlaku
Δp_{\max}	[Pa]	Maximální rozdíl tlaků
Δp_n	[Pa]	Změna tlaku při nepřímém rázu
ΔV	[m ³]	Změna objemu
Δv	[m·s ⁻¹]	Změna rychlosti kapaliny
Δx	[m]	Relativní změna délky
κ	[-]	Termomechanická Poissonova konstanta
λ	[-]	Koeficient tření
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota tekutiny
ρ_s	[kg·m ⁻³]	Hustota směsi
σ_{red}	[Pa]	Redukované napětí
σ_t	[Pa]	Tečné/obvodové napětí
ϑ	[-]	Štíhlost stěny potrubí
ϑ_{crit}	[-]	Kritická štíhlost stěny

SEZNAM PŘÍLOH

Vlastní obrázky.zip:

Ilustrace_BP.dwg

Otevřený ventil.jpg

Polootevřený ventil.jpg

Zavřený ventil.jpg

Součásti ventilu 5.4, obr 29.jpg

Ventil 5.4, obr 28.jpg